

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 2 (280)
апрель–июнь 2020

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами	3 Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V. and Levtsov M.V. Graph-analytic method of crank gear design for V- & W-engines featuring master and slave connecting rods
Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля	9 Fedyanov E.A., Levin Yu.V. and Shumsky S.N. Minor addition of hydrogen to fuel as a means to improve rotary engine performance
СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ	ENGINE SYSTEMS AND UNITS
Радченко П.М., Крашенинин В.Е., Макаев М.А. Комбинированный двухэтапный наддув дизель- генератора в переходных режимах	13 Radchenko P.M., Crashenin V.E. and Makaev M.A. Transients in marine engine-generator featuring combined two-stage supercharge system
ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	FUEL. LUBRICANTS
Плотников С.А., Кантор П.Я., Мотовилова М.В. Расчет характеристик впрыскивания при работе дизеля на активированном топливе	19 Plotnikov S.A., Kantor P.Ya. and Motovilova M.V. Activated fuel as a means to improve engine performance
ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ	MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES
Бирюков Н.Н., Мудрецов Д.Н., Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Карпец Ф.С. Удаление нагара в двигателях внутреннего сгорания с помощью водородно-воздушной смеси	24 Biriukov N.N., Mudretsov D.N., Markov V.A., Pozdniakov E.F. and Karpets F.S. Hydrogen-air mixture injection as a means of carbon deposit removal
Валеев Р.С., Еникеев Р.Д., Сакулин Р.Ю. Повышение стойкости поршней двухтактных ДВС к прогару посредством нанесения МДО-покрытия	30 Valeev R.S., Yenikeev R.D. and Sakulin R.Yu. Micro-weld oxidation as a means to prevent burnout of 2-stroke engine piston
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Водород — перспективное топливо для поршневых ДВС (материалы конгресса CIMAC 2019)	35 Hydrogen — up-and-coming fuel for reciprocating engines (based on CIMAC 2019 papers)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	54 Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	гл. конструктор	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
В.А. Шелеметьев	зам. техн. директора	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
С.В. Хильченко	техн. директор	ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург
А.К. Лимонов	гл. конструктор	АО РУМО, Нижний Новгород
Е.И. Бирюков	гл. конструктор	АО «Барнаултрансмаши», г. Барнаул
А.В. Попов	зам. ген. директора	АО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
А.С. Куликов	гл. констр. по двиг.	ПАО КамАЗ, г. Набережные Челны
В.И. Федышин	директор	ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург
А.П. Маслов	вед. инж.-конструктор	ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск
А.С. Калюнов	начальник ИКЦ	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.А. Сорокин	зав. отделом	ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	нач. отдела	И ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	рук. науч. направления	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенок	президент	НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

В.А. Марков	зав. кафедрой Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
Н.Д. Чайнов	проф. кафедры Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
В.А. Рыжов	проф. кафедры ТМС и САПР	КИ фил. МПУ, г. Коломна
Ю.В. Галышев	проф. ВШ энерг. маш.	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
М.И. Куколев	проф. ВШ гидротех. стр-ва	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
О.К. Безюков	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	зав. кафедрой ДВС и АСЭУ	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
С.П. Столяров	зав. кафедрой СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
В.К. Румб	проф. кафедры СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
А.А. Обозов	проф. кафедры ТД	БГТУ, г. Брянск
А.В. Разуваев	проф. кафедры ЯЭ	БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково

Издатель журнала — ООО «НПФ «Экология», Санкт-Петербург

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2020 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор — Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела — Г.В. Мельник
Ст. редактор — О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 02.06.2020
Подписано в печать 23.06.2020
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 96. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «НПФ «Экология», 190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

Типография «Светлица»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2020. № 2 (280)

ГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОДИНАКОВОГО ХОДА ПОРШНЕЙ V- И W-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

А.П. Маслов, к.т.н., гл. специалист,
ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск
Ю.В. Рождественский, д.т.н., профессор, декан
М.В. Левцов, студент
ЮУрГУ (НИУ) г. Челябинск

Представлен принцип построения конструкции V- и W-образного двигателя с прицепными шатунами, позволяющий создавать условия для достижения одинакового хода поршня с главным и прицепным шатунами. Условия для достижения одинакового хода главного и прицепного поршней обеспечены за счет:

- анализа влияющих факторов на геометрические параметры КШМ;
- разработки конструктивных изменений деталей КШМ и ЦПГ, их геометрического соотношения и расположения.

Приведена математическая формула для расчета одинакового хода главного и прицепного поршней виртуального W-образного двигателя.

Введение

Уровень вибрации и шума двигателя зависит от равномерности протекания рабочих процессов и кинематических характеристик КШМ. Одним из способов снижения вибрации является создание условий для обеспечения одинакового хода поршней, соединенных с главным и прицепным шатунами в V- и W-образных двигателях.

Известно, что классическое построение кинематической схемы КШМ с прицепными шатунами не позволяет обеспечить одинаковый ход главных и прицепных поршней, что является одним из основных недостатков V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами. Например, в двигателях семейства V-2 ход поршня с главным шатуном составляет 180 мм, а ход поршня с прицепным шатуном — 186,7 мм. Очевидно, что при разном ходе поршней возникают проблемы уравниваемости двигателя, которые частично решаются за счет корректировки объема подаваемого топлива по блокам цилиндров, что вызывает определенные технологические сложности при изготовлении и регулировки двигателя.



В этой связи предложенный метод построения кинематической схемы КШМ позволяет создать условия для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней.

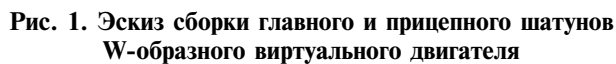
Основные геометрические параметры главного и прицепного шатунов, взаимное пространственное расположение базовых деталей, влияющих на характеристики хода поршней виртуального двигателя размерностью 10/12, представлены на рис. 1.

Построение кинематической схемы

Построение кинематической схемы V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами базируется на классической теории разработки и конструирования ДВС. При этом для обеспечения одинакового хода поршней в конструкцию КШМ необходимо было внести и учесть некоторые изменения. В данной

статье авторами представлен поэтапный характер построения такой кинематической схемы.

При построении конструктивной схемы КШМ виртуального W-образных двигателя за основу был принят развал цилиндров равный 72° , также как и в двигателях W фирмы Volkswagen [1], который был принят в качестве прототипа. Конструктивная схема двигателей этого типа достаточно хорошо отработана, что подтверждается их серийным выпуском на заводах Германии.

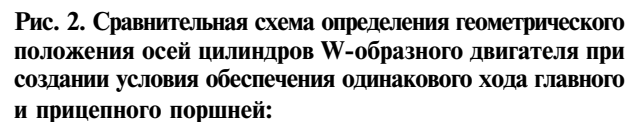


При анализе геометрических построений КШМ виртуального двигателя и двигателя прототипа, следует отметить их существенные отличия (см. схемы на рис. 2).

➤ из центра окружности, диаметр которой условно равен ходу поршня (в данном случае 120 мм), под углами 54 и 126 градусов, то есть в первой и четвертой четвертях окружности проводятся лучи, угол между которыми равен 72° ;

➤ из центра окружности на эти эквидистантные линии проводятся перпендикуляры. Точки пересечения перпендикуляров и эквидистантных линий — базовые для формирования линии осей цилиндров двигателя;

➤ из этих базовых точек под углом 10,5 градусов (значение 10,5 градуса было определено и выбрано из конструктивных особенностей разрабатываемого виртуального двигателя) сим-



метрично параллельным линиям проводятся лучи, которые являются осями цилиндров W-образного двигателя с прицепными шатунами.

Как видно из рисунков, одинаковый ход главных и прицепных поршней может быть реализован за счет изменения расположения осей цилиндров относительно оси коренных шеек коленчатого вала. Длина каждого участка линий осей цилиндров, ограниченных окру-

ностью условного хода поршней (120 мм для данного случая), составляет 115,93 мм. Это связано со смещением осей цилиндров относительно центра оси коленчатого вала. При этом общая картина симметрии W-образного двигателя нарушена не будет. Относительное положение некоторых элементов деталей КШМ и их взаимное расположение, полученное в соответствии с приведенной выше схемой построения, представлено ниже.

Геометрические параметры элементов КШМ, полученные на основе фундаментальных положений теории ДВС, позволяют выбрать длину главного шатуна, равную 264 мм и суммарную длину прицепного шатуна равную 269 мм при радиусе кривошипа 60 мм.

Геометрические характеристики КШМ разрабатываемого двигателя [2] были получены при анализе кинематики и углов отклонения осей шатунов относительно оси цилиндров, а также с учетом значений дезаксажа и радиуса кривошипа для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней. Представленные графические материалы достаточно хорошо совпадают с результатами расчетных исследований, что позволит наглядно представить взаимное расположение элементов КШМ при их перемещении.

Ниже представлены сравнительные результаты расчетных исследований взаимного положения деталей КШМ:

➤ при положении *главного* поршня в ВМТ, угол отклонения оси главного шатуна относительно оси цилиндра φ_1 составляет: расчет — $2,739^\circ$, ЧТД — $2,75^\circ$;

➤ при положении *главного* поршня в НМТ, угол φ_2 отклонения оси главного шатуна относительно оси цилиндра составляет: расчет — $4,351^\circ$, ЧТД — $4,3^\circ$;

➤ при положении *прицепного* поршня в ВМТ, угол φ_3 отклонения оси прицепного шатуна относительно оси цилиндра составляет: расчет — $2,16^\circ$, ЧТД — $2,41^\circ$;

➤ при положении *прицепного* поршня в НМТ, угол φ_4 отклонения оси прицепного шатуна относительно оси цилиндра составляет: расчет — $3,401^\circ$, ЧТД — $3,73^\circ$.

На рис. 3 и 4 значения углов показаны по результатам геометрических построений.

Для аналитического определения хода главного поршня, были рассмотрены два прямоугольных треугольника COE и BOE , образованные условными линиями деталей КШМ при положении поршня главного шатуна в ВМТ и НМТ.

Как показано на рис. 4, катет OE — для этих треугольников общий, а гипотенузы CO и BO — длины кривошипа. Следовательно, эти треугольники одинаковые и длины катетов CE и BE равны и лежат на линии оси движения поршня.

Как отмечено выше и в работе [2], катет OE является дезаксажем и характеризует смещение оси цилиндра относительно оси коленчатого вала на 15,5 мм. Тогда длина катета CE равна квадратному корню разницы квадратов гипотенузы CO и квадрата катета OE и составляет 57,96 мм. Аналогично, длина катета BE также равна 57,96 мм.

В этом случае, длина катете AE будет равна $AC + CE = (264 + 57,96) = 321,96$ мм, а длина катета $DE = (DB - BE) = (264 - 57,96) = 206,04$ мм.

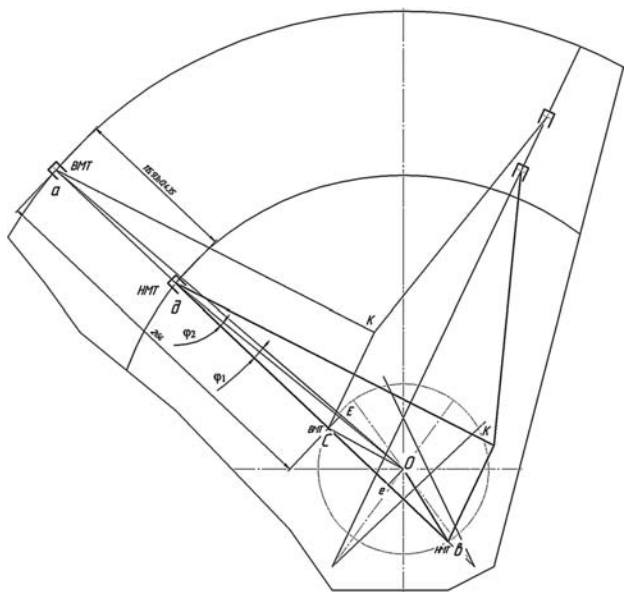


Рис. 3. Относительное расположение элементов КШМ главного и прицепного шатунов при положении в ВМТ и НМТ поршня главного шатуна

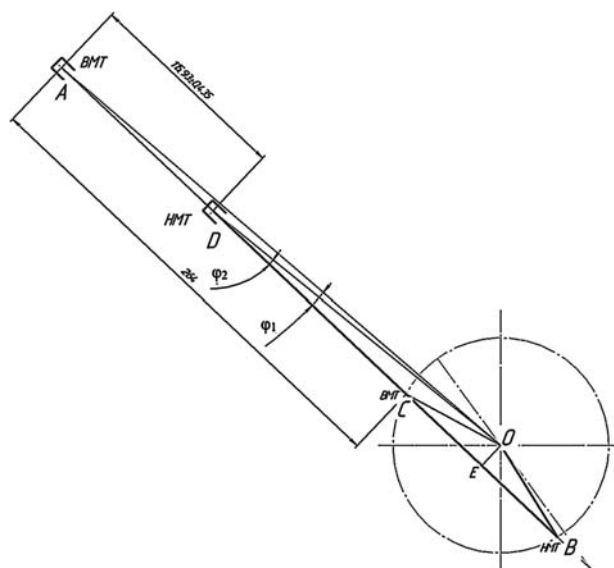


Рис. 4. Геометрическое расположение осей деталей КШМ главного шатуна при положении его поршня в ВМТ и НМТ

Разница длин катетов (длина хода главного поршня) будет:

$AE - DE = 321,96 - 206,04 = 115,92$ мм, что соответствует выше представленным кинематическим данным равным 115,93 мм.

Определение длины хода прицепного поршня (НМТ)

Дальнейший анализ по определению геометрических параметров прямоугольных треугольников для прицепного шатуна представлен на рис. 5.

Для выполнения дальнейших работ с целью проверки одинакового хода поршней на рис. 6 показаны геометрические параметры элементов треугольников, образованных условными линиями деталей КШМ и линией, совпадающей с осью цилиндра при положении поршня прицепного шатуна в НМТ.

С целью аналитического определения хода прицепного поршня рассмотрим три прямоугольных треугольника NMK , RMK и RLQ :

1. Из треугольника NMK определим длину катета MK , равную 11,51 мм, как произведение длины гипотенузы NK на синус угла $\varphi_4 = 3,401^\circ$ [2].

2. Из этого же треугольника определим длину катета MN , равную 193,658 мм, как NK на косинус угла $\varphi_4 = 3,401^\circ$ [2].

3. Из треугольника RMK определим длину катета RM , равную 74,112 мм, как квадратный корень разности квадрата гипотенузы RK и квадрата катета MK .

4. Из треугольника RLQ определим длину катета RL , равную 57,96 мм, как квадратный корень разности квадрата гипотенузы RQ (60 мм) и квадрата катета LQ (15,5 мм).

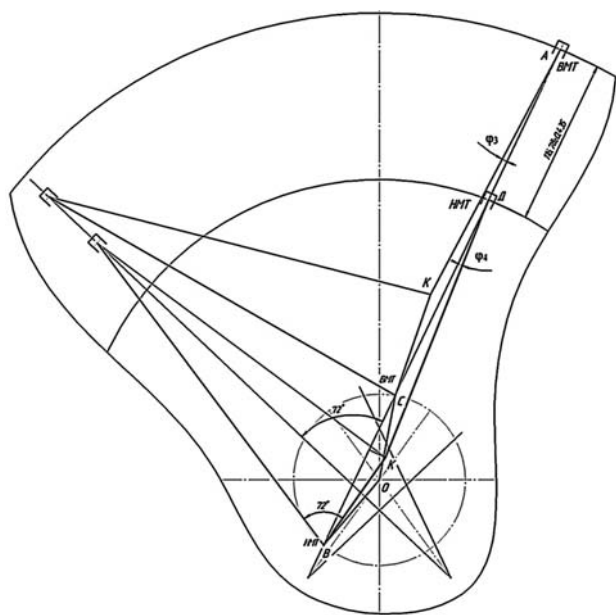


Рис. 5. Относительное расположение элементов КШМ главного и прицепного шатунов при положении в НМТ и ВМТ поршня прицепного шатуна

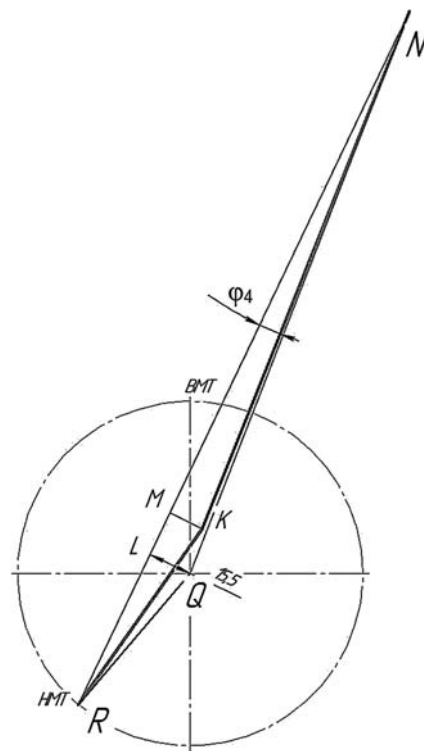


Рис. 6. Геометрическое расположение осей деталей КШМ прицепного шатуна, при его положении поршня в НМТ

5. Определим длину катета $NL = MN + RM - RL = 193,658 + 74,112 - 57,96 = 209,81$ мм;

Определение длины хода прицепного поршня (ВМТ)

Для дальнейшего выполнения работ с целью определения одинакового хода поршней, в соответствии с рис. 7, были рассмотрены геометрические размеры элементов треугольников, образованных условными линиями деталей КШМ и линии, совпадающей с осью цилиндра, при положении поршня прицепного шатуна в ВМТ.

Рассмотрим прямоугольные треугольники FKS и SGK :

1. Из треугольника FKS определим длину катета SK , равную 7,312 мм, как произведение длины гипотенузы (194 мм) на синус угла $\varphi_3 = 2,16^\circ$ [2].

2. Из треугольника FKS определим длину второго катета FK , равную 193,86 мм, как произведение длины гипотенузы на косинус угла $\varphi_3 = 2,16^\circ$.

3. Из треугольника SGK определим длину катета GK , равную 74,643 мм, как квадратный корень разности квадрата гипотенузы GS (75 мм) и квадрата катета SK .

4. Длина катета GL , равная 57,96 мм, определится как квадратный корень разности квадрата гипотенузы GQ (60 мм) и квадрата катета QL (15,5 мм).

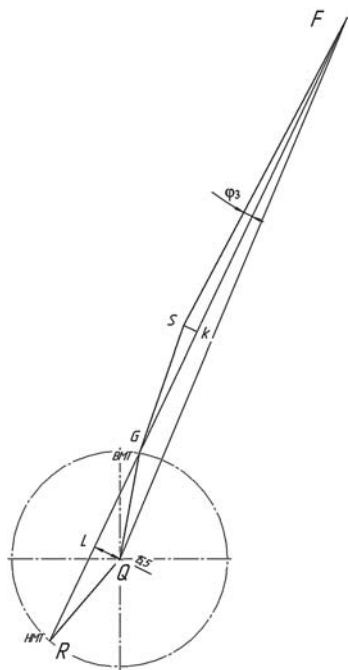


Рис. 7. Геометрическое расположение осей деталей КШМ прицепного шатуна, при положении его поршня в ВМТ

5. На следующем этапе определится длина катета FL треугольника FLQ , как сумма длин катетов: $GL + GK + FK = 57,96 + 74,643 + 193,86 = 326,463$ мм.

Таким образом, разность длин катетов (ход поршня) $326,463 - 209,2366 = 117,226$ мм.

По результатам геометрических построений различие в длине хода главного и прицепного поршней составляет 1,3 мм.

Формирование математической зависимости

Для расчетного определения длины хода главного и прицепного поршней целесообразно геометрические параметры деталей КШМ представить в удобной форме:

$L_r = 264$ мм — межосевое расстояние между верхней и нижней головкой главного шатуна;

$L_n = 194$ мм — межосевое расстояние между верхней и нижней головками прицепного шатуна;

$R = 75$ мм — расстояние между нижней головкой главного шатуна и осью серьги для прицепного шатуна;

$\phi_1 = 2,739^\circ$ — угол отклонения оси главного шатуна от оси движения поршня в ВМТ;

$\phi_2 = 4,351^\circ$ — угол отклонения оси главного шатуна от оси движения поршня в НМТ;

$\phi_3 = 2,16^\circ$ — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в ВМТ;

$\phi_4 = 3,401^\circ$ — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в НМТ;

$e = 15,5$ мм — дезаксаж, смещение осей цилиндров относительно оси коленчатого вала;

$r = 60$ мм радиус кривошипа;

$k = e/r$ — отношение дезаксажа к радиусу кривошипа;

$\sin \phi_{1-4}$ использованы по результатам расчетов, представленных в работе [2]:

$$\sin \phi_1 = \lambda k / 1 + \lambda = 0,048;$$

$$\sin \phi_2 = \lambda k / 1 - \lambda = 0,076;$$

$$\sin \phi_3 = \lambda k_2 / 1 + \lambda = 0,038;$$

$$\sin \phi_4 = \lambda k_2 / 1 - \lambda = 0,059.$$

Главный поршень (рис. 4):

— формула длины прилежащего катета: $AE = L_r + (r^2 - e^2)^{1/2}$ — главный поршень в ВМТ;

— формула длины прилежащего катета: $DE = L_r - (r^2 - e^2)^{1/2}$ — главный поршень в НМТ;

Ход главного поршня равен:

$$S_n = \{L_r + (r^2 - e^2)^{1/2}\} - \{L_r - (r^2 - e^2)^{1/2}\}. \quad (1)$$

Прицепной поршень в НМТ (рис. 6):

— формула длины прилежащего катета: $NM = L_n \cos \phi_4$;

— формула длины противолежащего катета: $MK = L_n \sin \phi_4$;

— формула длины катета RM треугольника RMK : $RM = \{R^2 - (L_n \sin \phi_4)^2\}^{1/2}$;

— формула длины катета RL треугольника RLQ : $RL = (r^2 - e^2)^{1/2}$.

$$LN = NM + RM - RL = L_n \cos \phi_4 + \{R^2 - (L_n \sin \phi_4)^2\}^{1/2} - (r^2 - e^2)^{1/2}. \quad (2)$$

Прицепной поршень в ВМТ (рис. 7):

— формула длины прилежащего катета FK треугольника FSK : $FK = L_n \cos \phi_3$;

— формула длины противолежащего катета $SK = L_n \sin \phi_3$;

— формула длины катета GK треугольника GSK : $GK = \{R^2 - (L_n \sin \phi_3)^2\}^{1/2}$;

— формула длины катета GL треугольника GLQ : $GL = (r^2 - e^2)^{1/2}$;

$$FL = FK + GK + GL = L_n \cos \phi_3 + \{R^2 - (L_n \sin \phi_3)^2\}^{1/2} + (r^2 - e^2)^{1/2}. \quad (3)$$

Ход прицепного поршня равен:

$$S_n = [L_n \cos \phi_3 + \{R^2 - (L_n \sin \phi_3)^2\}^{1/2} + (r^2 - e^2)^{1/2}] - [L_n \cos \phi_4 + \{R^2 - L_n \sin \phi_4\}^{1/2} - (r^2 - e^2)^{1/2}]. \quad (4)$$

Для проверки значений одинакового хода поршня достаточно определить равенство значений ходов главного и прицепного поршней по следующей зависимости:

$$\{L_r + (r^2 - e^2)^{1/2}\} - \{L_r - (r^2 - e^2)^{1/2}\} = [L_n \cos \phi_3 + \{R^2 - (L_n \sin \phi_3)^2\}^{1/2} + (r^2 - e^2)^{1/2}] - [L_n \cos \phi_4 + \{R^2 - (L_n \sin \phi_4)^2\}^{1/2} - (r^2 - e^2)^{1/2}]. \quad (5)$$

В качестве примера представлены геометрические размеры КШМ виртуального двигателя:

$$\{[264 + (60^2 - 15,5^2)^{1/2}] - [264 - (60^2 - 15,5^2)^{1/2}]\} - \{[194 \cos 2,16^\circ + \{75^2 - (194 \sin 2,16^\circ)^2\}^{1/2} + (60^2 - 15,5^2)^{1/2}] - [194 \cos 3,401^\circ + \{75^2 - 194 \sin 3,401^\circ\}^{1/2} - (60^2 - 15,5^2)^{1/2}]\} = 0,74 \text{ мм}.$$

Как видно из примера, разница хода поршней по результатам геометрических построений составляет 1,3 мм, а по результатам математи-

ческих вычислений — 0,74 мм, что говорит о хорошей сходимости результатов выполненного анализа.

Выводы

1. Выполненный анализ геометрических положений деталей КШМ позволяет оценить условия, обеспечивающие одинаковый ход поршней для V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами.

2. Разработан алгоритм формирования кинематической схемы V- и W-образных двигателей для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней.

3. Разница результатов графического анализа и математических вычислений составляет 0,625 %, что позволяет сделать вывод о правомерности их использования для определения геометрических размеров КШМ двигателя с прицепными шатунами.

4. Для окончательного формирования зависимостей обеспечивающих одинаковый ход поршней, целесообразно выполнить комплексные оптимизационные и кинематические исследования КШМ двигателя.

Литература

1. Volkswagen. Семейство двигателей W. Устройство и принцип действия. Программа самообучения 248. Перевод и верстка ООО «Фольксваген Груп Рус». 64 с.

2. Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3 (277). С. 27–30.

3. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 1 (279). С. 26–29.

4. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие. Владимир, 2014. 142 с.

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

ЧТЗ — 87 лет: гордимся прошлым, создаем настоящее, верим в будущее

1 июня 2020 г. исполнилось 87 лет со дня пуска Челябинского тракторного завода, индустриального гиганта первых пятилеток СССР, легендарного Танкограда, крупнейшего производителя дорожно-строительной техники страны и центра бронетанкового двигателестроения России.

История ЧТЗ предприятия полна славными страницами, принесшими почет и уважение, а также многочисленные награды коллективу завода. Рождение в Челябинске тракторного гиганта способствовало бурному росту города и области. Героический труд коллектива завода в годы войны дал родному городу второе имя — Танкоград.

Сегодня ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» (в составе АО «Концерн «Уралвагонзавод» входит в Госкорпорацию «Ростех») — крупное машиностроительное предприятие, работающее как единый технологический комплекс по производству колесной и гусеничной дорожно-строительной техники, а также танковых двигателей. Один из значимых и узнаваемых брендов Челябинской области.

К своему 87-летию на ЧТЗ создан существенный научно-технический задел, который позволяет предприятию производить продукцию, пользующуюся устойчивым спросом не только в России, но и за рубежом.

Завод осуществил переход от узкой специализации к выпуску широкого ассортимента дорожно-строительной техники, ориентируясь на запросы потребителей различных отраслей экономики РФ. Так, серийные машины 10-го класса тяги Б10 были дополнены техникой 11-го и 14-го класса тяги — бульдозерами Б11 и Б14. Модельный ряд фронтальных погрузчиков пополнился модификациями ПК-55, ПК-65 и ПК-70.

В настоящее время активно идет запуск в серийное производство новых моделей техники — трубоукладчика с гидравлическим приводом лебедки ТР-20В, бульдозера в легком тяговом классе Б-9, трактора Т-11 с джойстиковым управлением. Бульдозер Б10М.6100 с надежным и массовым двигателем ЯМЗ прошел существенную доработку и стал наиболее востребованной машиной в модельном ряду ЧТЗ. Техника ЧТЗ имеет значительный объем локализации, с учетом установки отдельных узлов российского производства она составляет 95–98 %.



В текущем году завод планирует значительно нарастить объемы выпуска продукции, создать широкий спектр модификаций и комплектаций техники, позволяющих эксплуатировать ее в самых разных областях применения.

ЧТЗ — основное предприятие-производитель дизельных двигателей для бронетанковых войск Российской Федерации и военной бронетанковой техники отечественного производства, поставляемой в иностранные государства. Челябинские двигатели стоят на самой современной и передовой технике Концерна «Уралвагонзавод» и других предприятий отрасли: танках, самоходных установках, инженерных машинах и др.

Сегодня моторное производство выпускает повышенные объемы продукции по гособоронзаказу, ведет работу по диверсификации производства и новым научным разработкам.

«Моей главной целью является настройка гражданского и спец-производства, выполнение государственного оборонного заказа и программ военно-технического сотрудничества, продолжение работ по научно-техническим разработкам, повышение экономической эффективности работы предприятия», — говорит и.о. генерального директора ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» Валерий Костюченко. «Только это и мобилизация всего коллектива дают заводу перспективы для достойной конкуренции на рынке дорожно-строительной техники и дальнейшего обеспечения российской армии самыми мощными и надежными двигателями нового поколения».

Пресс-центр ЧТЗ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФАЗИРОВАННОЙ ПОДАЧИ МАЛЫХ ДОБАВОК ВОДОРОДА ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВАНКЕЛЯ

*Е.А. Федянов, д.т.н., проф., зав кафедрой,
Ю.В. Левин, к.т.н, доцент, С.Н. Шумский, к.т.н., доцент
Волгоградский государственный технический университет*

Роторно-поршневой двигатель, выполненный по схеме Ванкеля, является альтернативой традиционным поршневым двигателям. Двигатель Ванкеля обладает рядом преимуществ, таких как малые габариты и вес, большая удельная мощность по сравнению с поршневыми двигателями. Однако недостатки, в том числе связанные с повышенным расходом топлива и высокой концентрацией несгоревших углеводородов в отработавших газах, препятствуют широкому распространению двигателей этого типа. Повышение скорости распространения пламени за счет добавок к основному топливу свободного водорода способствует уменьшению недогорания части топлива у задней по направлению вращения вершины ротора. Двигатель Ванкеля более приспособлен для использования водорода, чем традиционные поршневые двигатели, из-за меньшей вероятности преждевременного воспламенения и обратной вспышки. Представлены результаты экспериментальных исследований рабочего процесса роторно-поршневого двигателя Ванкеля ВАЗ-311 с фазированной подачей добавки водорода. Улучшение экологических и экономических показателей роторно-поршневого двигателя можно добиться за счет изменения момента подачи водорода.

Подавляющее большинство двигателей внутреннего сгорания для наземного транспорта — это поршневые двигатели с возвратно-поступательным движением поршня и кривошипно-шатунным механизмом. Двигатели такой кинематической схемы технологичны и имеют наилучшее соотношение площади поверхности камеры сгорания к ее объему. Вместе с тем наличие достаточно массивных деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, является недостатком этих двигателей, так как приводит к появлению значительных сил инерции [1, 2]. Возникает проблема уравнивания действия сил инерции с тем, чтобы избежать нежелательных вибраций.

Стремление избавиться от недостатков двигателей с возвратно-поступательным движением поршней обусловило многочисленные попытки



создания различных вариантов роторных двигателей внутреннего сгорания. Большинство предложенных конструкций роторных двигателей оказались по тем или иным причинам неработоспособными [3, 4].

К настоящему времени работоспособный вариант роторного двигателя с приемлемыми показателями, в том числе по надежности, удалось создать лишь на основе конструктивной схемы, предложенной Феликсом Ванкелем [1, 4–7].

Роторно-поршневые двигатели (РПД), выполненные по этой схеме, хорошо уравновешены и обладают по сравнению с поршневыми двигателями внутреннего сгорания большей удельной мощностью. В связи с этим

они представляют собой серьезную альтернативу двухтактным бензиновым двигателям для маломерных судов, а также четырехтактным двигателям легкомоторной авиации [8–10]. Широкому применению РПД в автомобилестроении препятствует то, что эти двигатели имеют несколько больший эксплуатационный расход топлива, а в их ОГ содержится повышенное количество несгоревших углеводородов.

Причиной указанных недостатков является, в значительной мере, свойственное этим двигателям недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора. Распространению фронта пламени в сторону этой части камеры сгорания препятствует од-

нонаправленное движение топливовоздушной смеси, обусловленное вращением ротора. Как показывают исследования [9–14], в том числе проведенные авторами [15–19], уменьшить недогорание топливовоздушной смеси у задней вершины ротора в РПД можно за счет использования добавок свободного водорода к основному топливу. Повышенная концентрация водорода, обладающего высокой химической активностью и, как следствие, самой высокой среди углеводородных топлив нормальной скоростью горения, позволяет увеличить скорость распространения пламени в топливовоздушной смеси в сторону задней вершины ротора.

Как следует из анализа результатов моделирования процесса сгорания в РПД [16–18], полное сгорание бензовоздушной смеси у задней вершины ротора достигается при добавках свободного водорода, превышающих 10 % от массы основного топлива. Энергетически и экономически приемлемых способов получения столь значительных добавок водорода непосредственно на борту транспортного средства в настоящее время не известно [18–20]. Поэтому представляет интерес уменьшение требуемой добавки водорода за счет его распределения по рабочей камере РПД.

Распределение водородной добавки по объему рабочей камеры можно осуществить за счет фазированной подачи водорода на такте впуска. Учитывая особенности течения заряда в камеру РПД при впуске, имеется возможность повысить концентрацию водорода в той части рабочей камеры, которая примыкает к задней вершине ротора, сместив начало подачи водорода относительно начала такта впуска [21].

Оценить требуемое смещение момента начала подачи водорода относительно начала такта впуска можно на основе анализа протекания процесса впуска с учетом конструктивной схемы РПД, изображенной на рис. 1. Начало такта впуска определяется моментом, когда при движении ротора от верхней мертвой точки рабочая кромка ротора открывает боковые впускные окна, через которые смесь воздуха и основного углеводородного топлива поступает в рабочую камеру. Как можно предполагать, исходя из геометрии рабочих камер РПД и направления движения в них топливовоздушной смеси, добавку водорода к основной топливовоздушной смеси можно в большей ее части сконцентрировать в зоне задней вершины ротора, если водородная форсунка начнет подачу водорода с опережением φ_T по углу поворота ротора относительно его задней вершины, которое соответствует опережению относительно задней вершины момента подачи искры на свечу «Т» в предыдущей по ходу вращения ротора рабочей камере.

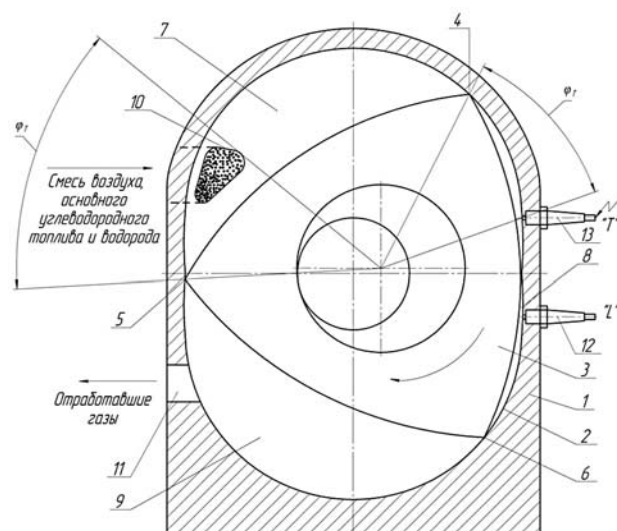


Рис. 1. Момент начала подачи водорода при расслоении топливовоздушного заряда в РПД:

1 — статор; 2 — эпитрохоидная поверхность; 3 — ротор; 4, 5, 6 — вершины ротора; 7, 8, 9 — рабочие камеры РПД; 10 — боковое впускное окно; 11 — выпускное окно; 12 — свеча зажигания «Л»; 13 — свеча зажигания «Т»

С целью определения оптимального момента подачи водорода на такте впуска были проведены экспериментальные исследования на односекционном двигателе ВАЗ-311 с рабочим объемом 649 см³ и степенью сжатия 9,3. РПД был установлен на испытательном стенде, оснащенный комплексом необходимой измерительной аппаратурой. В качестве основного топлива использовался бензин, подаваемый через форсунку. Дополнительная газовая форсунка для подачи водорода смонтирована в непосредственной близости от впускного коллектора РПД Ванкеля и соединена с водородным жиклером, установленным в стенке впускного патрубка, коротким гибким шлангом. Ось водородного жиклера направлена в сторону впускного окна РПД под острым углом к оси бензиновой форсунки. Электронная система управления впрыскиванием позволяла в широких пределах варьировать моментами начала и длительностью впрыскивания обеих форсунок.

Испытания проводились на режиме $n = 2000$ об/мин, $p_e = 0,2$ МПа, который примерно соответствует осредненному режиму работы автомобильного двигателя в городском испытательном цикле. При этом углы опережения зажигания на обеих свечах устанавливались оптимальными для работы РПД на бензовоздушной смеси и не изменялись при использовании добавки водорода. Угол опережения зажигания для лидирующей свечи зажигания «Л» составлял 26° по углу поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) до ВМТ, для дожигающей свечи «Т» — 30° ПЭВ до ВМТ.

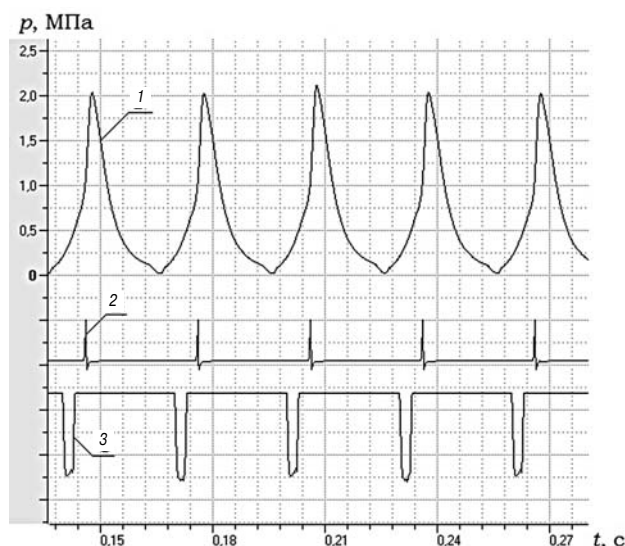


Рис. 2. Пример записи сигналов РПД:

1 — запись давления в рабочей камере РПД; 2 — отметка ВМТ; 3 — сигнал открытия водородной форсунки

Запись давления в камере сгорания РПД осуществлялась с помощью пьезоэлектрического датчика фирмы «Kistler» (тип 6118В), встроенного в свечу зажигания «L». Помимо давления на другие каналы АЦП подавались импульсы с водородной форсунки и датчика положения ВМТ. Пример записи сигналов представлен на рис. 2.

Состав топливовоздушной смеси в камере сгорания поддерживался стехиометрическим, среднее по камере значение массовой добавки водорода составляло 2 %.

Момент начала впрыскивания бензина и длительность его впрыскивания не менялись. Момент открытия газовой форсунки варьировали, изменяя фазу подачи водорода относительно фазы подачи бензина.

Значения углов начала подачи водорода, при которых были проведены испытания и определены показатели РПД, представлены в таблице. В ней приведены полученные значения содержания несгоревших углеводородов и оксида углерода, а также среднеквадратичного отклонения для величины максимального давления цикла. В таблице угол ψ_1 показывает момент начала подачи водорода относительно начала открытия

Результаты испытаний с расслоением заряда

ψ_1° ПЭВ от начала впуска	ψ_2° ПЭВ до ВМТ	C_{xH_2} , ppm	CO, %	σ_{p_i} , МПа
45	105	500	0,4	0,06
63	87	484	0,38	0,057
80	70	452	0,33	0,056
97	53	419	0,28	0,051
113	37	422	0,32	0,057
129	21	460	0,35	0,068

впускного окна рабочей кромкой ротора, а угол ψ_2 — момент начала подачи водорода относительно ВМТ для соседней по ходу вращения ротора рабочей камеры. Первая строка соответствует случаю, когда моменты начала подачи водорода и бензина совпадают.

В качестве количественной меры межцикловой неидентичности процесса сгорания была выбрана величина среднеквадратичного отклонения значений максимального давления для последовательности рабочих циклов:

$$\sigma_{p_i} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_i^{\max} - \overline{p_i^{\max}})^2}{n}}, \quad (1)$$

где $p_i^{\max}$ — максимальное давление, МПа; $\overline{p_i^{\max}}$ — среднее значение максимального давления, полученное в результате обработки n последовательных циклов, МПа; n — число рассматриваемых последовательных циклов.

При работе РПД с добавками водорода величину удельного расхода топлива определяли с учетом величины добавки водорода:

$$g_e = \frac{G_b + G_{H_2} \cdot H_{uH_2} / H_{ub}}{N_e}, \quad (2)$$

где G_b , G_{H_2} — расходы бензина и водорода, г/ч; H_{ub} , H_{uH_2} — низшие теплоты сгорания бензина и водорода; N_e — эффективная мощность двигателя.

Анализ приведенных в таблице данных позволяет указать оптимальное смещение начала подачи водорода, при котором эффект от добавки максимальный. На рис. 3 показан график изменения удельного эффективного расхода топлива от угла ψ_1 . Видно, что минимальный удельный эффективный расход топлива достигается при значениях угла ψ_1 , лежащих в интервале от 90 до 100 град ПЭВ. Это соответствует запаздыванию впрыскивания водорода на 50–60 град ПЭВ относительно начала впрыскивания бензина.

При оптимальном фазировании момента подачи водорода эффективный удельный расход топлива на 4,2 % меньше, чем при одновременной подаче бензина и водорода (крайняя левая точка на графике). По сравнению с работой на бензовоздушной смеси без добавок водорода удельный расход топлива при фазированной подаче 2 % водорода снижается примерно на 6 %.

Минимальному расходу топлива, как это следует из данных таблицы, соответствуют минимальные выбросы несгоревших углеводородов и оксида углерода, а также минимальный уровень межцикловой неидентичности.

Проведенные эксперименты подтвердили предположение о том, что оптимальный момент начала подачи водорода по углу поворота ротора

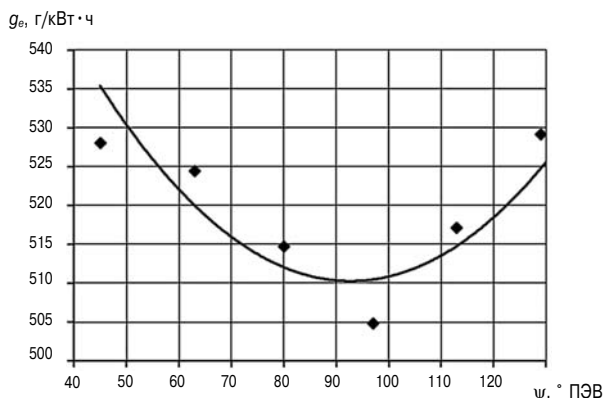


Рис. 3. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от момента подачи водорода относительно начала такта впуска

согласуется с углом опережения зажигания на свече «Т». Угол поворота эксцентрикового вала, равный 97° после начала такта впуска, при котором расход топлива становится минимальным, соответствует 53° ПЭВ до ВМТ для соседней камеры, в которой осуществляется сжатие и рабочий ход. С учетом продолжительности впрыскивания водорода и времени перемещения водорода от форсунки до рабочей камеры центр области, наиболее обогащенной водородом, располагается в той части ротора, которой соответствует в соседней камере угол поворота эксцентрикового вала до ВМТ, меньший 53°, то есть приближенный к углу опережения зажигания на свече «Т».

Таким образом, проведенные исследования показали, что фазирова подачу водорода, а именно подавая водород с некоторой задержкой относительно начала подачи основного топлива — бензина, можно повысить эффективность добавки водорода. Снижение удельного расхода топлива на 6 %, полученное в опытах при фазированной добавке 2 % водорода, достигается при синхронной подаче водорода в количестве не менее 5 % от массы подаваемого бензина. Для РПД наземных транспортных машин значения расходов водорода при его фазированной подаче, обеспечивающие положительный эффект, могут быть получены бортовыми генераторами водорода, в том числе генераторами синтез-газа с использованием теплоты отходящих газов двигателя.

Литература

1. Pulkrabek W.W. Engineering fundamentals of the internal combustion engine. Upper Saddle River : Pearson Prentice Hall, 2014.
2. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М. : Высш. шк., 2008.
3. Чантурия, И.Г. Перспективный роторный ДВС / И.Г. Чантурия, О.Г. Чантурия // Автомобильная промышленность. 2007. № 7. С. 22–24.

4. Hu C. et al. Development of Rotary Piston Engine Worldwide // AASRI International Conference on Industrial Electronics and Applications (IEA 2015). Atlantis Press, 2015.

5. Ribau J. et al. Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles // Energy Conversion and Management. 2012. Т. 58. С. 120–133.

6. Wakayama N. et al. Development of hydrogen rotary engine vehicle // 16th World Hydrogen Energy Conference (Lyon, France, 2006). 2006.

7. Ribau J. et al. Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles // Energy Conversion and Management. 2012. Т. 58. С. 120–133.

8. Boretti A., Jiang S., Scalzo J. A novel wankel engine featuring jet ignition and port or direct injection for faster and more complete combustion especially designed for gaseous fuels. SAE Technical Paper, 2015. № 2015-01-0007.

9. Ozcanli M. et al. Recent studies on hydrogen usage in Wankel SI engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2018. Т. 43, № 38. С. 18037–18045.

10. Amrouche F. et al. Extending the lean operation limit of a gasoline Wankel rotary engine using hydrogen enrichment // International Journal of Hydrogen Energy. 2016. Т. 41, № 32. С. 14261–14271.

11. Su T. et al. Improving the combustion performance of a gasoline rotary engine by hydrogen enrichment at various conditions // International journal of hydrogen energy. 2018. Т. 43, № 3. С. 1902–1908.

12. Yang J. et al. Numerical investigation of the effects of hydrogen enrichment on combustion and emissions formation processes in a gasoline rotary engine // Energy Conversion and Management. 2017. Т. 151. С. 136–146.

13. Zambalov S.D., Yakovlev I.A., Skripnyak V.A. Numerical simulation of hydrogen combustion process in rotary engine with laser ignition system // International journal of hydrogen energy. 2017. Т. 42, № 27. С. 17251–17259.

14. Shi C. et al. Combined influence of hydrogen direct-injection pressure and nozzle diameter on lean combustion in a spark-ignited rotary engine // Energy Conversion and Management. 2019. Т. 195. С. 1124–1137.

15. Федянов Е.А. и др. Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя // Двигателестроение. 2018. № 2. С. 35–38.

16. Fedyanov E.A. et al. Modelling of flame propagation in the gasoline fuelled Wankel rotary engine with hydrogen additives // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing. 2017. Т. 177, № 1. С. 012076.

17. Itkis E.M., Fedyanov E.A., Levin Y.V. Experimental and Numerical Investigation of Influence of Hydrogen Addition to Hydrocarbon Fuel on Wankel Rotary Engine Performance // International Conference on Industrial Engineering. Springer, Cham, 2018. С. 2079–2087.

18. Федянов Е.А. и др. Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавками водорода // Двигателестроение. 2014. № 4. С. 16–18.

19. Verhelst S., Wallner T. Hydrogen-fueled internal combustion engines // Progress in energy and combustion science. 2009. Т. 35, № 6. С. 490–527.

20. Singh A.P. et al. (ed.). Prospects of Alternative Transportation Fuels. Springer Singapore, 2018.

21. Пат. 2546933 РФ, МПК F02B53/10. Способ работы роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания / Е.А. Федянов, Е.А. Захаров, Ю.В. Левин, Е.М. Гольденберг; ВолгГТУ. 2015.

КОМБИНИРОВАННЫЙ ДВУХЭТАПНЫЙ НАДДУВ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

*П.М. Радченко, к.т.н., профессор ВАК, профессор кафедры
Морской государственной университет им адм. Г.И. Невельского, г. Владивосток
В.Е. Крашенинин, инженер-электромеханик судна
ОАО «Юником» (Владивостокский филиал ПАО «Совкомфлот»), г. Владивосток;
М.А. Макаев, аспирант
Морской государственной университет им адм. Г.И. Невельского, г. Владивосток*

Рассмотрена технология воздухопоснабжения судового дизель-генератора в переходных режимах, направленная на повышение полноты сгорания топлива, минимизацию образования токсичных компонентов отработавших газов, улучшение приемистости и повышение качества электроэнергии при внезапном набросе нагрузки.

Для генераторов судовых электростанций характерными являются часто повторяющиеся переходные режимы работы, обусловленные периодическими включениями и отключениями многочисленных потребителей электроэнергии, насчитывающих на автономных морских объектах десятки и даже сотни единиц. В периоды маневрирования судна, выполнения им швартовых операций и грузоподъемных работ собственными грузовыми средствами генераторные агрегаты практически непрерывно работают в квазипереходных режимах. Отмеченные режимы судовых электростанций наблюдаются также во время швартовок судов или стоянки их у причалов, включая порты, расположенные в центре населенных пунктов. Вследствие специфичности указанных режимов, протекающих при рассогласовании систем топливоподачи и воздухопоснабжения, наблюдается повышенный уровень выбросов вредных веществ в атмосферный воздух, что вызывает серьезную озабоченность экологическими последствиями их работы.

Работа дизеля, оборудованного обычным турбокомпрессором, при частых колебаниях нагрузки сопровождается, как известно, неполным сгоранием топлива и отложением сажи на всем протяжении выпускного тракта, закоксовыванием форсунок и выбросом в атмосферу продуктов неполного сгорания топлива. Причиной тому является недостаточная подача воздуха из-за инерционности ротора турбокомпрессора.



Рассмотренный процесс сгорания топлива усложняется, а его экологические показатели еще более ухудшаются, если в сети возникают часто повторяющиеся внезапные набросы и сбросы нагрузки. Обычный турбокомпрессор, обладая значительной инерционностью, характеризуется, как известно, отставанием по фазе изменения подачи воздуха в камеры сгорания по отношению к изменению подачи топлива, регулятор которого имеет значительно большее быстродействие. Это вызывает в период внезапного наброса нагрузки дефицит кислорода в камерах сгорания, что сопровождается повышенным дымлением и расходом топлива. При этом, наряду с ухудшением технико-экологических характеристик дизеля, ухудшаются и другие его эксплуатационные показатели — повышается пожароопасность, снижается ресурс. Ухудшение приемистости при этом напрямую приводит к снижению качества производимой дизель-генератором электроэнергии: увеличению амплитуды колебания частоты напряжения в электросети судна и времени ее восстановления.

Устранение дымления в статических режимах низких нагрузок ДГ достаточно успешно решается посредством объединения турбокомпрессора с электрической машиной—двигателем-генератором

турбокомпаундной системы (ТКС) вспомогательного дизеля [1–3], когда вал этой машины соединяется соосно с валом турбокомпрессора (рис. 1). Электрически двигатель-генератор ТКС подключается к главному распределительному щиту электростанции через обратимый статический полупроводниковый преобразователь (СПП). Эффективность такого решения рассмотрена в [2, 4]. В частности, в рассматриваемом диапазоне низких нагрузок для восполнения дефицита вращающего момента, развиваемого турбиной, двигатель-генератор турбокомпаундной системы ДГ используют в режиме электродвигателя [2–4]. Повышая производительность турбокомпрессора до оптимального значения для текущего нагрузочного режима ДГ, обеспечивают полное сгорание топлива без дымления и меньшим объемом вредных выбросов.

Когда же нагрузка ДГ превысит примерно 50 % номинального значения, мощность, развиваемая турбиной, становится избыточной. Во избежание перепуска части отработавших газов ДГ, обладающих еще достаточно высоким энергетическим потенциалом, в атмосферу двигатель-генератор ТКС переводится посредством обратимого СПП в генераторный режим. Преобразуя избыточную энергию отработавших газов в электрическую ее

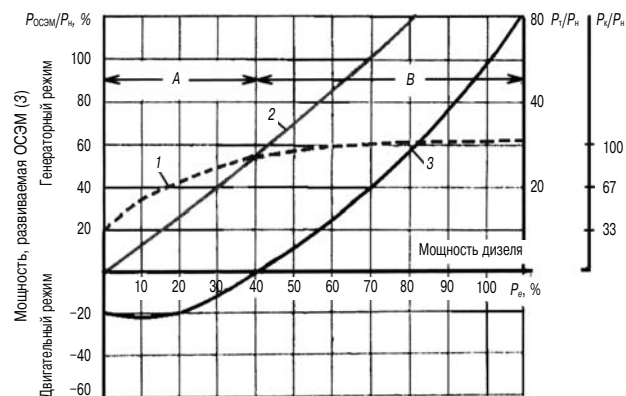


Рис. 2. Энергетические характеристики ТЭНА

направляют ее в электросеть судна. В режиме номинальной нагрузки ДГ КПД его двигателя увеличивается примерно на 5 % [1, 4]. Энергетические характеристики турбоэлектронаддувочного агрегата (ТЭНА) во всем диапазоне статических нагрузок ДГ представлены на рис. 2. Функции двигатель-генератора ТКС может выполнять, в частности, синхронная машина.

Вместе с тем при использовании в качестве двигатель-генератора отдельной серийной машины с бесщеточным электромагнитным возбуждением динамические характеристики ТЭНА не только

не улучшаются, но даже несколько ухудшаются. Объясняется это тем, что для согласования частот вращения обычного турбокомпрессора ($n_n = 30\,000$ об/мин) и серийного двигатель-генератора ($n_n = 3000$ либо 3600 об/мин) требуется установка редуктора. Вместе с самим присоединяемым двигатель-генератором и встроенным в него возбудителем они увеличивают маховую массу всего ТЭНА, понижая его быстродействие. При набросе нагрузки на ДГ это дополнительно затягивает время изменения подачи воздуха в камеры сгорания и ухудшает в большей степени показатели приемистости двигателя ДГ. В результате, улучшая экономические и экологические характеристики работы ДГ в статических режимах, турбоэлектроприводной компрессор ухудшает их в переходных режимах по сравнению с показателями обычного наддува. Устранить этот недостаток можно разными способами.

1. Использовать принцип комбинированного двухэтапного регу-

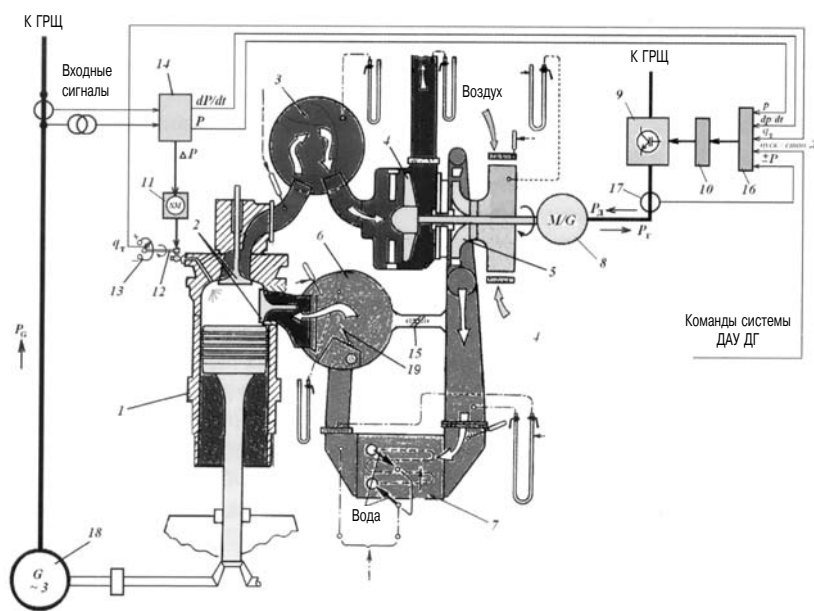


Рис. 1. Турбоэлектронаддувочный агрегат (ТЭНА) двигателя дизель-генератора:

1 — цилиндр; 2 — впускной и выпускной клапаны; 3 — коллектор отработавших газов; 4 — утилизационная газовая турбина; 5 — турбокомпрессор; 6 — ресивер; 7 — воздухоохладитель; 8 — двигатель-генератор турбокомпаундной системы; 9 — статический полупроводниковый преобразователь (СПП); 10 — система управления СПП; 11 — механический регулятор подачи топлива; 12 — топливная рейка ТНВД; 13 — датчик подачи топлива; 14 — датчик активной мощности ДГ; 15 — байпасный воздушный клапан; 16 — блок логического управления давлением наддувочного воздуха; 17 — реверсивный датчик мощности двигатель-генератора; 18 — синхронный генератор; 19 — воздушная заслонка; SM — серводвигатель

лирования подачи воздуха в камеры сгорания двигателя ДГ, основанный на том, что на первом этапе, учитывая инерционность ТЭНА, синхронно с увеличением подачи топлива подают на лопатки рабочего колеса турбокомпрессора сжатый воздух из воздушного резервуара, и одновременно форсируют увеличение производительности турбокомпрессора воздействием на изменение режима двигатель-генератора посредством его обратимого СПП; на втором этапе подачу воздуха под давлением прекращают, а производительность турбокомпрессора после увеличения вращающего момента, развиваемого турбиной, корректируют теми же средствами в соответствии с новым статическим нагрузочным режимом ДГ.

2. Увеличить быстродействие, надежность, долговечность безредукторного ТЭНА с пристроенным к турбокомпрессору [5] либо встроенным в него [6] высокооборотным двигатель-генератором с постоянными магнитами в комплекте с безынерционным СПП на силовых транзисторах.

Целью настоящей статьи является разработка и исследование комбинированного двухэтапного способа регулирования подачи наддувочного воздуха при внезапном изменении нагрузки на ДГ по первому способу.

Принципиально-функциональная схема систем регулирования подачи топлива и наддувочного воздуха ДГ, реализующая данный способ, представлена на рис. 3.

Двигатель 1 синхронного генератора 2 оборудован ТЭНА, состоящим из турбоэлектрокомпрессора 3, приводимого во вращение газовой турбиной 4 и серийным синхронным двигатель-генератором 5 в бесщеточном исполнении, соединенным с валом обычного турбокомпрессора 3–4 через зубчатую передачу 6. Двигатель-генератор 5 подключен к шинам 7 главного распределительного щита (ГРЩ) через автоматический выключатель 8 (QF2) и обратимый СПП 9 со звеном постоянного тока. СПП состоит из обратимых электромашинного 10 (UZ1) и сетевого 11 (UZ2) полупроводниковых преобразователей, снабженных подсистемами управления (ПСУ) соответственно 12 и 13. Обмотка 14 возбуждения возбуждателя 33 бесщеточного двигатель-генератора 5 получает питание от независимого выпрямителя-подвозбудителя 15 (UZ3), содержащего подсистему 16 управления. Преобразователи UZ1, UZ2 и UZ3 выполнены на безынерционных силовых транзисторах типа IGBT.

Двигатель 1 ДГ оборудован механическим регулятором 17 подачи топлива (МРПТ), серводвигателем 18 и датчиком 19 топливоподачи (положения топливной рейки), а генератор 2 — датчиком 20 активной мощности, формирующим при изменении нагрузки на ДГ сигналы первой производной $\pm dP/dt$, статической нагрузки P и приращения $\pm \Delta P$ статической нагрузки. Турбоэлектрокомпрессор 3 двигателя 1 связан воздухопроводом 21 с резервуаром 25 сжатого воздуха и оборудован дополнительно рециркуляционным трубопроводом 22. Оба этих трубопровода снабжены управляемыми клапанами 23 и 24.

Система комбинированного двухэтапного регулирования подачи наддувочного воздуха состоит из указанного датчика 20 активной мощности ДГ, блока 26 логического управления (БЛУ) двигатель-генератором 5 и блока управления 27 переходным режимом (БУПР). При вводе ДГ в работу запуск двигателя 1 ДГ его пусковой системой и запуск турбоэлектрокомпрессора 3 посредством двигатель-генератора 5 в его электродвигательном режиме производятся одновременно по сигналу подсистемы 28 дистанционного автоматизированного управления (ДАУ) дизель-генератором 1–2. Причем запуск ТЭНА производят с некоторым упреждением для обеспечения к моменту впрыска топлива в камеры сгорания избыточного коэффициента $\alpha_{в.изб}$ воздуха, гарантирующего запуск двигателя с первой попытки [3, 4].

Наброс нагрузки на ДГ, развивающий мощность менее 50 % от номинальной. В период работы ДГ с частичной нагрузкой менее 50 % от номинальной при внезапном набросе нагрузки в момент време-

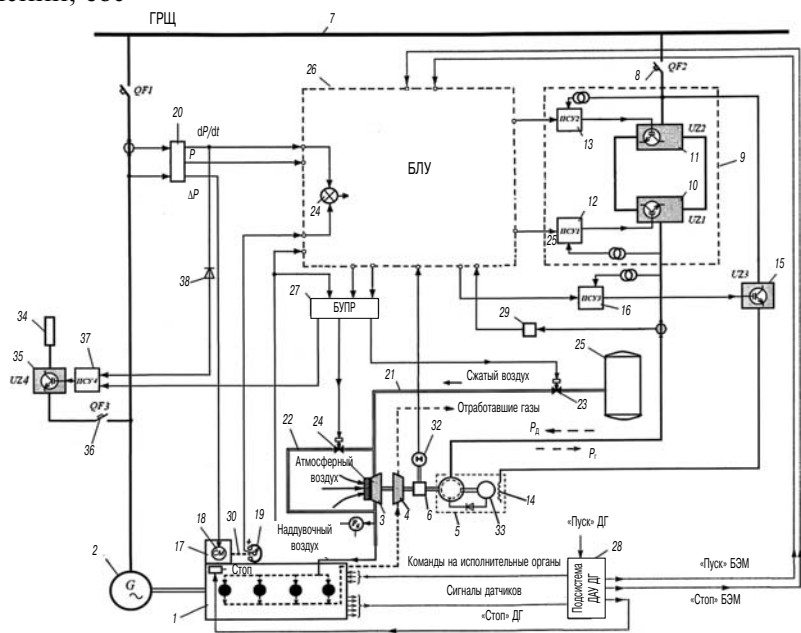


Рис. 3. Принципиально-функциональная схема регулирования подачи топлива и воздуха в ДГ в переходных режимах наброса/сброса нагрузки

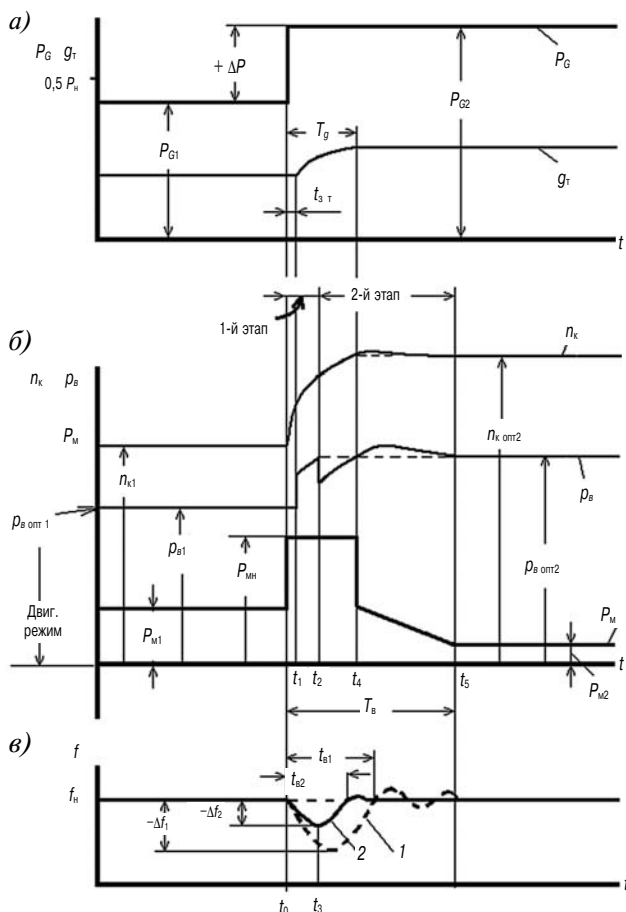


Рис. 4. Внезапный наброс нагрузки на дизель-генератор в режиме его работы со статической нагрузкой менее 50 %-ой от номинальной:

t_{3T} — постоянная времени (задержка) подачи топлива

ни t_0 (рис. 4, а — кривая P_G) измеряют датчиком 20 активной мощности сигналы $+dP/dt$, $+\Delta P$ и P . На первом этапе переходного процесса сигналом $+dP/dt$ динамического приращения нагрузки, посылаемым в блок 26 логического управления двигателем-генератором 5, с некоторым упреждением воздействуют на режим его работы с целью форсированного увеличения производительности турбоэлектрокомпрессора 3. При этом характер этого воздействия зависит от текущего нагрузочного режима ДГ, а следовательно, и режима двигатель-генератора 5 турбокомпаундной системы — двигательного или генераторного. Он определяется знаком информационного сигнала, формируемого реверсивным датчиком мощности 29 двигатель-генератора 5 и также посылаемого в БЛУ 26.

В период работы ДГ со статической нагрузкой менее 50 % от номинальной двигатель-генератор 5 работает в поддерживающем двигательном режиме (рис. 4, б — кривая P_M), развивая мощность P_{M1} . Поэтому для форсировки производительности турбоэлектрокомпрессора 3 сигналом $+dP/dt$, направленным в БЛУ 26, воздействуют затем на

ПСУ2 (13) сетевым преобразователем 11, работающем в данном режиме выпрямителем. Увеличивают скачком в момент t_0 его напряжение в цепи постоянного тока СПП 9, что вызывает всплеск электромагнитного вращающего момента двигатель-генератора 5 и потребляемой им мощности P_M до номинального значения P_{MH} (рис. 4, б — кривая P_M).

Следом сигналом $+\Delta P$ приращения статической нагрузки ДГ воздействуют на серводвигатель 18 двигателя 1. Перемещая топливную рейку 30 МРПТ 17, увеличивают с задержкой t_{3T} , равной постоянной времени МРПТ 17, подачу топлива в камеры сгорания двигателя 1. При этом сигнал изменения топливоподачи, измеряемый датчиком 19, посылают в блок 26 логического управления двигателем-генератором 5 (для подтверждения ранее посланного в него упреждающего сигнала $+dP/dt$ динамического приращения) и одновременно в БУПР 27. Последний сигналом на выходе «1» открывает в момент t_1 управляемый клапан 23. Воздух, поданный из воздушного резервуара 25 на лопатки рабочего колеса турбоэлектрокомпрессора 3, почти скачком вызывает увеличение давления воздуха в камерах сгорания (рис. 4, б — кривая p_b) одновременно с увеличением подачи топлива (рис. 4, а — кривая g_t). В результате возросшее количество впрыскиваемого топлива сгорает практически полностью в условиях сохранения оптимального для него значения коэффициента избытка воздуха, т. е. без образования сажи и с минимальным образованием токсичных газов.

Под действием возросшего вращающего момента двигатель-генератора 5 и нарастающего вращающего момента турбины 4, вызванного увеличением энергетического потенциала отработавших газов двигателя 1, в промежутке времени t_1-t_2 частота вращения турбоэлектрокомпрессора 3 (рис. 4, б — кривая n_k) и давление воздуха (рис. 4, б — кривая p_b) в ресивере 6 (рис. 1) форсированно нарастают. Давление воздуха в этом ресивере измеряют датчиком 31 и направляют в БУПР 27 и БЛУ 26 (рис. 3).

В момент t_2 , когда давление воздуха становится равным программно заданному в БУПР 27 значению $p_{b\text{ опт } 2}$ (рис. 4, б — кривая p_b), в этом блоке формируется сигнал закрытия клапана 23, вследствие чего давление воздуха несколько снижается. И на этом 1-й этап переходного процесса наброса нагрузки на ДГ завершается.

На 2-м этапе, в промежутке t_2-t_4 , давление воздуха снова нарастает под действием продолжающегося повышения частоты вращения турбоэлектрокомпрессора 3 (рис. 4, б — кривая n_k), измеряемой датчиком 32 частоты вращения. В момент t_4 , когда давление воздуха повторно до-

стигает значения $p_{в\text{ опт2}}$ (рис. 4, б — кривая $p_{в}$), а сигнал частоты вращения — значения $n_{к\text{ опт2}}$ (рис. 4, б — кривая $n_{к}$), в блоке 26 формируется сигнал возвращения двигатель-генератора 5 в предшествующий двигательный режим. Им также воздействуют на подсистему 13 управления сетевым полупроводниковым преобразователем 11.

Однако к этому моменту потенциал отработавших газов двигателя 1 и вращающий момент турбины 4 увеличиваются настолько, что производительность турбоэлектрокомпрессора 3 становится избыточной для нового установившегося нагрузочного режима P_{G2} дизель-генератора (рис. 4, а — кривая P_G), как и давление воздуха в ресивере 6. Поэтому по сигналу разности $p_{в} - p_{в\text{ опт2}}$ в блоке 26 формируется сигнал снижения электромагнитного вращающего момента, развиваемого двигатель-генератором 5, которым, воздействуя на ту же подсистему 13 управления сетевым полупроводниковым преобразователем 11 устанавливают в момент t_5 давление наддувочного воздуха равным $p_{в\text{ опт2}}$ (рис. 4, б — кривая $p_{в}$), соответствующее новому значению мощности P_{M2} двигатель-генератора 5 (рис. 4, б — кривая P_M).

Наброс нагрузки на ДГ, развивающий мощность выше 50 % от номинальной. При данной нагрузке ДГ бесщеточный двигатель-генератор 5 его турбокомпаундной системы работает до наброса нагрузки в генераторном режиме (рис. 5, б — кривая P_M), например, с нагрузкой P_{M1} . Об этом режиме БЛУ 26 оповещается сигналом обратной полярности реверсивного датчика мощности 29 двигатель-генератора 5. Чтобы форсировать увеличение частоты вращения турбокомпрессора 3, в момент t_0 сигналом $+dP/dt$, формируемым датчиком 20 активной мощности ДГ и посылаемым в блок 26, меняют скачкообразно режим двигатель-генератора 5 с генераторного на номинальный двигательный режим $P_{Mн}$ (рис. 5, б — кривая P_M). Это достигается реверсированием потока мощности этой машины посредством обратимого безынерционного СПП 9 по команде блока 26.

В промежутке $t_0 - t_4$ (рис. 5, а, б) операции, выполняемые системами регулирования топливо- и воздухоподачи по сигналу $+dP/dt$ того же датчика активной мощности 20, повторяют уже ранее рассмотренные на (рис. 4, а, б). В частности, в момент t_2 после закрытия клапана 23 подачи воздуха из воздушного резервуара 25 давление наддувочного воздуха несколько снижается (рис. 5, б — кривая $p_{в}$). Затем оно снова нарастает по мере форсированного увеличения частоты вращения $n_{к}$ и производительности турбоэлектрокомпрессора 3. В момент t_4 , когда давление воздуха в ресивере становится равным оптимальному значению $p_{в\text{ опт2}}$ для нового статического нагрузочного режима ДГ, в блоке 26 формируют сигнал возвра-

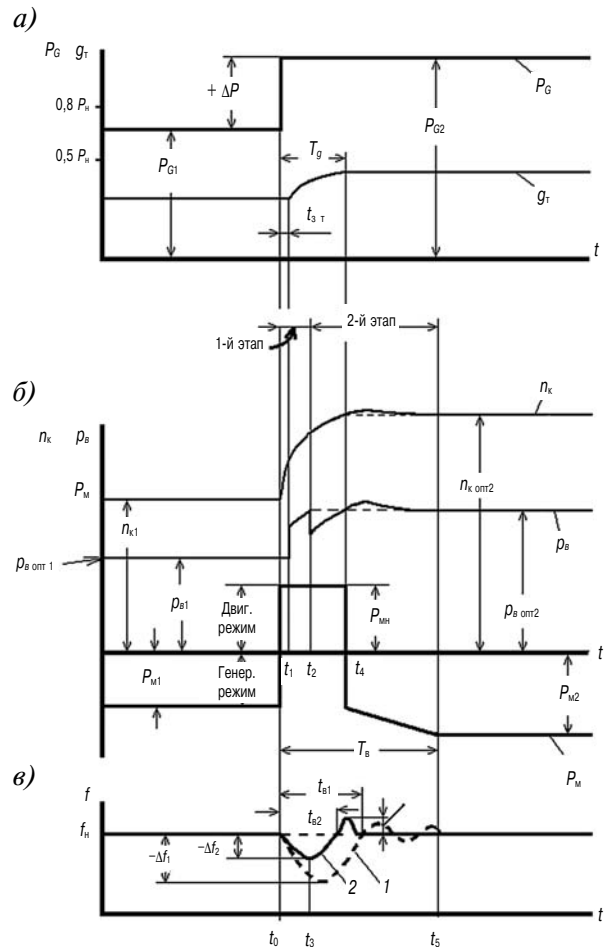


Рис. 5. Временные диаграммы при внезапном набросе нагрузки на дизель-генератор в режиме его работы со статической нагрузкой более 50 %-ой от номинальной

щения двигатель-генератора 5 в предшествующий генераторный режим (рис. 5, б — кривая P_M), который посылают в подсистемы 12 и 13 обратимыми 10 и 11 преобразователями СПП 9.

Но к данному моменту времени t_4 вращающий момент, развиваемый турбиной 4 под действием возросшего энергетического потенциала отработавших газов двигателя 1 и накопленной ТЭНА кинетической энергии в период форсированного увеличения его частоты вращения, становится избыточным. Вследствие этого давление воздуха $p_{в}$ переходит в область перерегулирования. Тогда по сигналу разности $p_{в} - p_{в\text{ опт2}}$, формируемому в том же блоке 26 и посылаемому на подсистему 16 (ПСУЗ) управления независимым выпрямителем-подвозбудителем 15, увеличивают напряжение, ток возбуждения и электромагнитный тормозной момент, развиваемый двигатель-генератором 5 в генераторном режиме до установления большей статической мощности P_{M2} (рис. 5, б — кривая P_M). Благодаря возросшему притормаживанию турбоэлектрокомпрессора 3 его производительность уменьшается, и давление наддува к

Результаты моделирования процесса наброса 50 %-ной нагрузки на дизель-генератор с предварительным разгоном его турбокомпрессора наддува

Время опережения разгона турбокомпрессора к моменту наброса нагрузки (подачи топлива), с	$eNO_x / eNO_{x\text{ исх}}$	Дымность / Дымность исх.	Провал частоты вращения, %
Исходный режим с обычным ТК	1,0	1,0	2,6
0,0	0,69	0,35	2,5
1,0	0,68	0,33	2,5
2,0	0,74	0,44	,52

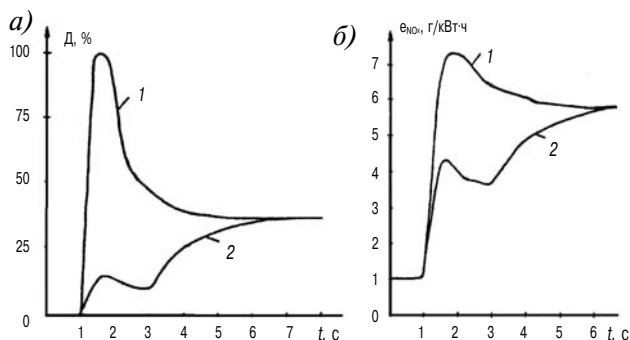


Рис. 6. Показатели дымности (а) и содержания оксидов азота (б) в отработавших газах двигателя ДГ в режимах [7]:

1 — исходный для обычного турбокомпрессора, 2 — с предварительным разгоном турбокомпрессора с опережением 1,0 с

моменту t_5 снижается до оптимального значения $P_{в\text{ опт}2}$ для нового установившегося нагрузочного режима P_{G2} дизель-генератора (рис. 5, б — кривая p_b).

На рис. 4, в и рис. 5, в представлена эффективность двухэтапного комбинированного регулирования воздухоподдачи ДГ в отношении приемистости двигателя I , обусловленная более полным сгоранием топлива в момент внезапного наброса нагрузки, выразившимся в снижении провала $-\Delta f$ частоты напряжения в электрической сети со значения $-\Delta f_1$ до $-\Delta f_2$, а времени ее восстановления — со значения $t_{в1}$ до $t_{в2}$. В итоге качество электроэнергии улучшается.

В первом приближении оценку экологической эффективности данного комбинированного способа регулирования воздухоподдачи в ДГ можно получить, сравнив результаты моделирования работы вспомогательного дизеля (фирмы «MAN B&W Holedy» типа 6L23/30 $P_e = 960$ кВт, $n = 960$ об/мин, $p_e = 1,8$ МПа) при набросе 50 %-ной нагрузки с одновременным либо упреждающим принудительным разгоном турбокомпрессора двигателя по отношению к моменту на-

броса нагрузки, приведенные в [7]. Влияние синхронизированного либо упреждающего разгона турбокомпрессора на дымность ОГ и содержание оксидов азота (eNO_x) представлены на рис. 6 и в таблице.

Из анализа данных таблицы и рис. 6 следует, что

наброс нагрузки на ДГ, сопровождаемый одновременным либо упреждающим разгоном его турбокомпрессора, снижает суммарную дымность в переходных режимах на дизеле типа 6L23/30 на 60 % по сравнению с исходным (базовым) режимом, а содержание оксидов азота eNO_x — на 30–35 %. Снижение выбросов оксидов азота объясняется повышением давления и степени наполнения цилиндров в момент увеличения цикловой подачи топлива, что приводит к снижению температуры цикла, влияющей, как известно, на интенсивность реакции окисления азота.

Литература

1. Данилович А.П., Радченко П.М., Резник А.Г. Судовые энергосберегающие технологии с использованием турбокомпаундных систем: доклад на 8-й Междунар. НПК «Проблемы транспорта ДВ — FEBRAT-09». Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2009. С. 120–126.
2. Данилович А.П., Радченко П.М. Энергосберегающий турбонаддув дизель-генераторов: доклад на 9-й Междунар. НПК «Проблемы транспорта ДВ — FEBRAT-11». — Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2011. С. 156–157.
3. Пат. РФ № 2488708. МПК F02D 29/06, F02D 41/06, F01M 5/02, H02P 9/08. Способ автоматизированного управления дизель-генератором / П.М. Радченко, А.П. Данилович. Мор. гос. ун-т им. адм. Г.И. Невельского. № 2011137398/06. Заявл. 09.09.2011. Оpub. 27.07.2013. Бюл. № 21.
4. Радченко П.М., Резник А.Г., Данилович А.П. Адаптивный турбонаддув дизель-генераторов // Транспорт РФ. Морской и речной транспорт. Судостроение. 2015. № 4 (59). 53 с.
5. Инновационные проекты морской технологии: реклам. проспект. СПб.: МТТ НТЦ, 2012. 1 с.
6. Цыплёнкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. 2014. № 2. С. 16–22.
7. Абрамов Д.Н., Самсонов Л.А. Снижение вредных выбросов судовых вспомогательных двигателей в динамических режимах работы // Двигателестроение. 2001. № 2. С. 8–10.

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВПРЫСКИВАНИЯ ПРИ РАБОТЕ ДИЗЕЛЯ НА АКТИВИРОВАННОМ ТОПЛИВЕ

С.А. Плотников, д.т.н., профессор кафедры,

П.Я. Кантор, к.ф.-м.н., доцент кафедры

М.В. Мотовилова, аспирант

Вятский государственный университет, г. Киров

Экспериментально проверена работоспособность топливной форсунки на высокоактивированном топливе. Приведены геометрические характеристики топливного факела, при подогреве дизельного топлива до 300 °С. Определены основные параметры топливного факела: угол распыливания топлива, длина топливной струи, скорость движения капель впрыскиваемого топлива. Выполнен расчет среднего диаметра капель топливного факела в камере сгорания дизеля, подтверждающий возможность улучшения условий смесеобразования и полного сгорания топлива. Гипотетически обоснована возможность улучшения эффективных показателей дизеля и его ресурса при работе на активированном топливе.

В современных условиях при эксплуатации дизельного двигателя особое внимание уделяется вопросам его экономической работы, а также снижению эмиссии токсичных компонентов с отработавшими газами (ОГ). Данная проблема решается за счет совершенствования конструкции дизеля, повышения качества применяемых эксплуатационных материалов и улучшения рабочего процесса. Важное значение при этом имеет качество применяемого топлива. Дополнительное воздействие на топливо, как правило, положительно сказывается на его физико-химических свойствах и в целом на показателях рабочего процесса дизеля [1].

К настоящему времени предложен ряд способов воздействия на дизельное топливо (ДТ), которые подразделяются на химическое и физическое. Химический способ характеризуется использованием всевозможных присадок и веществ, которые придают топливу определенные свойства или способствуют эффективности процесса сгорания. К физическим способам воздействия относят магнитное (электромагнитное), температурное, радиационное, ультрафиолетовое облучение, озонирование и другие виды обработки топлива. В результате воздействия изменяются физико-химические свойства топлива, оказывающие влияние на процесс распада углеводородных

молекул по связям углерода и др. Применение некоторых способов воздействия на топливо требует наличия сложного оборудования, что приводит к дополнительным затратам. Один из эффективных способов воздействия — предварительный подогрев ДТ в системе топливоподачи.

В ФГБОУ ВО КГТУ проводятся исследования по данному направлению. Установлено, что в результате подогрева маловязкого топлива до 60 °С в линии низкого давления снижается коэффициент поверхностного натяжения, что способствует улучшению процесса распыливания и смесеобразования. На больших нагрузках двигателя эффект от предварительного подогрева исчезает [2].

По результатам исследований коллектива ученых (ФГБОУ ВО ТИУ) применение нагревательного элемента в воздушном фильтре для нагрева воздуха до 67 °С позволяет расширить диапазон воспламенения топлива и повысить экономичность дизеля. Данные условия влияют на смесеобразование, но не приводят к изменению процесса сгорания [3].

В ФГБОУ ВО ВГУВТ проводятся исследования по влиянию на рабочий процесс дизеля предварительного подогрева топлива в диапазоне до 200 °С. Установлено, что термофорсирование позволяет расширить спектр используемых присадок, повысить КПД двигателя, уменьшить нагарообразование, выбросы вредных веществ [4].

Анализ выполненных работ по исследованию влияния на рабочий процесс дизеля термического воздействия на топливо выявил недостаточность информации по процессам смесеобразования, самовоспламенения и сгорания, формированию топливного факела, что позволило сформулировать следующие положения.

1. При нагреве топлива до 100 °С за счет снижения его вязкости, облегчается пуск двигателя, но данное воздействие не оказывает заметного влияния на процесс сгорания.

2. Подогрев топлива свыше 100 °С в топливопроводе низкого давления нецелесообразен, так как не обеспечивается герметичность топливной аппаратуры.

3. Наибольший интерес вызывают результаты подогрева ДТ до высоких температур в линии высокого давления [5–7].

Активацию ДТ целесообразно осуществлять за счет высокотемпературного (до 300 °С) локального воздействия на топливопровод высокого давления перед форсунками [8]. При этом не происходит нагрева остальных элементов системы питания. Факел впрыскиваемого топлива, нагретого до температуры ниже температуры самовоспламенения, заполняет больший объем камеры сгорания (КС), обеспечивая удовлетворительное смесеобразование. Время индукционного периода существенно сократится, снижая жесткость процесса сгорания, что позволит форсировать дизель по среднему эффективному давлению.

Цель данной работы — определение параметров топливного факела при работе дизеля на активированном топливе: угла распыливания, длины топливной струи, скорости движения капель топлива в камере сгорания, оценка мелкости распыливания топлива по среднему диаметру капель.

На первом этапе исследования выполнена проверка работоспособности топливной форсунки закрытого типа с гидравлическим управлением подъема иглы ФД-22.455.1112010-50. Испытания проводилось на стенде М107-CR по ГОСТ 10579–2017 в диапазоне температур 50 до 300 °С. В качестве нагревательного элемента использовался провод с высоким электрическим сопротивлением диаметром 0,4–0,5 мм. Температурный диапазон регулировался при помощи регулятора напряжения. Результаты исследований подтвердили работоспособность форсунки и соответствие основных параметров ее работы требованиям ТУ. В тоже время визуальный контроль показал изменение основных параметров топливного факела (рис. 1).

Известно, что распад жидкой струи топлива, которая движется в плотной газовой среде, характеризуется многими факторами. На распад струи влияет как первоначальное сжатие топлива перед форсункой, так и его расширение при

выходе из распылителя. Также влияют турбулентность движения топлива в форсунке, соотношение длины и диаметра сопла распылителя, скорость и объем цикловой подачи топлива, перепад давления в процессе впрыскивания, плотность воздушного заряда, температура сжатия, физико-химические свойства топлива, и другие факторы. Распыливание струи сопровождается распадом топлива на мелкие фракции. В процессе распыливания силы инерции движения капель топлива оказывают более значительное влияние на формирование топливного факела, чем силы вязкости самого топлива [9–11].

В действительности топливный факел не имеет четких границ и геометрической формы. Обычно его представляют в виде конуса с вершиной у соплового отверстия и с полусферой в основании. При тепловом воздействии изменяется коэффициент поверхностного натяжения и кинематическая вязкость топлива. Соответственно, струя топлива расширяется в направлении движения. Распыливание топлива зависит от числа Вебера, которое определяется отношением сил инерции к силам поверхностного натяжения. Числовое значение критерия можно определить из выражения [10]

$$We = \frac{\rho \cdot d_c \cdot v^2}{\sigma}, \quad (1)$$

где We — число Вебера; ρ — плотность дизельного топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$; d_c — диаметр соплового отверстия, м ; v — скорость истечения топлива, $\text{м}/\text{с}$; σ — коэффициент поверхностного натяжения топлива, $\text{Н}/\text{м}$.

Расчеты значений числа Вебера для ДТ при различных значениях температуры приведены в таблице.

На деструкцию струи большое влияние оказывает скорость жидкости в газовой среде [10]:

$$v = \mu_{\Phi} \sqrt{2g \frac{p_{\Phi} - p_{\Pi}}{\rho} 10^4}, \quad (2)$$

где p_{Φ} — среднее давление впрыскивания топлива, $\text{кг}/\text{см}^2$; p_{Π} — среднее давление газа в цилиндре в период впрыскивания топлива, $\text{кг}/\text{см}^2$; μ_{Φ} — коэффициент расхода форсунки.

Проведенные расчеты скорости движения частиц впрыскиваемого топлива составили:

— для дизельного топлива при температуре $t = 20$ °С $v = 144$ $\text{м}/\text{с}$;

— для дизельного топлива при температуре $t_1 = 150$ °С $v_1 = 155,88$ $\text{м}/\text{с}$;

— для дизельного топлива при температуре $t_2 = 300$ °С $v_2 = 219,48$ $\text{м}/\text{с}$.

С уменьшением плотности ДТ скорость впрыскивания увеличивается, что положительно влияет на деструкцию топливной струи. Пара-

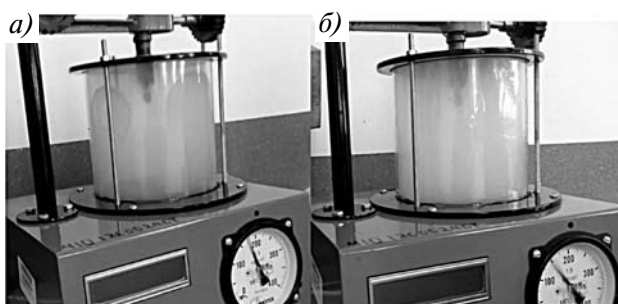


Рис. 1. Общий вид факела впрыскиваемого топлива: а — при температуре 150 °С; б — при температуре 300 °С

метры, которые влияют на мелкость распыливания топлива, можно оценить критерием Лапласа:

$$La = \frac{\sigma \cdot d_c \cdot \rho}{\eta_T^2}, \quad (3)$$

где La — критерий Лапласа; η_T — динамическая вязкость топлива, Па·с, определяемая по выражению

$$\eta_T = \nu_T \cdot \rho_T, \quad (4)$$

где ν_T — кинематическая вязкость топлива, м²/с.

Расчетные значения критерия Лапласа для ДТ при различных значениях температуры также представлены в таблице. Анализ показывает, что при нагреве топлива до 300 °С значение критерия Лапласа возрастает многократно при резком уменьшении динамической вязкости топлива [10, 12]. Это означает, что распыливание происходит на более мелкие фракции, повышая однородность топливовоздушной смеси, увеличивается суммарная площадь капель, уменьшается разность температур между топливом и окружающим его воздушным зарядом.

Для оценки диаметра капель в топливном факеле используют их средние размеры. При расчете размера капли топлива обычно применяется средний объемно-поверхностный диаметр (диаметр Заутера), который дает представление о дисперсности капель в топливном факеле. Для определения среднего диаметра по Заутеру и критерия плотности используем следующие выражения [10]:

$$d_{32} = d_c \cdot 1,68(\rho_k \cdot We)^{-0,266} \cdot La^{-0,073}; \quad (5)$$

$$\rho_k = \frac{\rho_B}{\rho_T}, \quad (6)$$

где ρ_k — критерий плотности; ρ_B — плотность воздушного заряда в камере сгорания, кг/м³.

Плотность воздуха в цилиндре дизельного двигателя в конце такта сжатия составляет 38,77 кг/м³, критерий плотности для ДТ без подогрева равен $\rho_k = 0,045$, а при значениях температуры $t_1 = 150$ °С и $t_2 = 300$ °С значения критерия равны $\rho_{k1} = 0,052$ и $\rho_{k2} = 0,104$ соответственно. Средний диаметр капель ДТ при впрыске по Заутеру представлен в таблице. В составе ДТ много алкановых и циклановых углеводородов, у которых критическая температура перехода из одной фазы в другую находится в пределах 300 °С. Коэффициент поверхностного натяжения капли топлива при таких температурах резко уменьшается [12, 13], происходит испарение (вскипание) фракций и образуется облако пара. При впрыскивании топливо имеет вид тумана; средний диаметр мелкодисперсной капли со-

ставляет $d_{32} = 4,52$ мкм. Алкановые углеводороды, имеющие в своем строении разветвленную структуру, и ароматические углеводороды имеют высокую термическую стойкость, что и объясняет наличие жидких капель. Соответственно, при нагреве топлива в пределах 300 °С топливный факел в своей структуре содержит жидкие капли и газообразную фракцию.

На угол раскрытия факела основное влияние оказывает степень турбулентности течения топлива в выходном канале распылителя форсунки и значение числа Рейнольдса. Определим данный критерий по следующему выражению [10]:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_c}{\eta_T}. \quad (7)$$

Результаты расчетов показывают, что при стандартных условиях работы дизеля значения Re составляет 26 520 и более (таблица), что значительно превышает критическое значение $Re_{кр} \approx 2300$. Следовательно, режим течения жидкости по выходному каналу турбулентный. С ростом числа Рейнольдса угол распыливания Θ увеличивается с тенденцией приближения к предельному значению. Зависимость Θ от числа Рейнольдса представляется в виде затухающей экспоненты. Влияние на число Рейнольдса температуры топлива проявляется через изменение динамической вязкости. Угол раскрытия факела определим из следующего выражения [10]:

$$\operatorname{tg} \frac{\Theta}{2} = 0,00751 \frac{We^{0,32} \sqrt{\rho_k}}{M^{0,07}}, \quad (8)$$

где Θ — угол топливного факела; M — число Маха.

Критерий Маха для маловязких жидкостей и приведенную плотность топлива ($\rho_{kпр}$) можно определить из следующих выражений [10]:

$$M = \frac{\eta_T^2}{\rho_{kпр} d_c \sigma}; \quad (9)$$

$$\rho_{kпр} = \frac{\rho_T}{9,81}, \quad (10)$$

где $\rho_{тпр}$ — плотность топлива (приведенная), кг·с²/м⁴.

Результаты расчетов изменения угла раскрытия факела от температуры топлива представлены в таблице. Угол раскрытия факела дизельного топлива изменяется в пределах от 14°49' до 51°9' (таблица). Рост угла раскрытия топливного факела приводит к увеличению объема «конуса» топливовоздушной смеси, что способствует повышению однородности распределения капель в КС и сокращению времени испарения.

Длину топливной струи при изменении ее температуры можно вычислить из условия постоянства объема впрыскиваемого топлива:

Данные зависимости характеристик топливного факела от температуры активации топлива

№ п/п	Показатели	ДТ без подогрева	ДТ ($t_1 = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$)	ДТ ($t_2 = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$)
1	Число Вебера	158 022	280 847	$1782 \cdot 10^3$
2	Число Лапласа	443	2185	79 504
3	Средний диаметр капель ДТ при впрыске по Заутеру d_{32} , мкм	26,31	19,42	4,52
4	Число Рейнольдса	26 520	45 770	374 400
5	Плотность топлива $\rho_{\text{ктр}} = \rho_r/9,81$, кг·с ² /м ⁴	86,64	74,77	37,72
6	Число Маха	$2,21 \cdot 10^{-4}$	$4,49 \cdot 10^{-5}$	$1,46 \cdot 10^{-6}$
7	Угол топливного факела $\text{tg}(\Theta/2)$	13,24	0,1912	0,621
8	Угол топливного факела Θ , град	14°49'	20°55'	51°9'
9	Длина топливной струи s , м	26,5	22,1	15
10	Скорость впрыскивания топлива v , м/с	144,81	155,88	219,48
11	Длина топливной струи s , м (за 1° ПКВ)	0,0066	0,0071	0,01
12	Длина топливной струи s , м (за 4° ПКВ)	0,0266	0,0284	0,03–0,04

$$q_{\text{ц}} = \pi \left(s \left(\text{tg} \frac{\Theta}{2} \right) \right)^2 s / 3, \quad (11)$$

откуда длина топливной струи определится из выражения

$$s = \left(\frac{3q_{\text{ц}}}{\pi \text{tg} \frac{\Theta}{2}} \right)^{0,5}, \quad (12)$$

где s — длина топливной струи, м; $q_{\text{ц}}$ — цикловая подача топлива, г/цикл.

Числовые значения длины топливного факела представлены в таблице.

Впрыснутое в КС топливо воспламеняется не сразу, а с задержкой. За время, соответствующее периоду задержки воспламенения (около 3,5–4 град ПКВ) передний фронт топливного факела должен пройти расстояние от распылителя форсунки до стенки камеры сгорания. Данное условие обеспечивает эффективный процесс воспламенения и сгорания топлива. При малой длине топливной струи топливо фокусируется вблизи форсунки, создавая избыток кислорода в других местах камеры сгорания. При большой дальности факела топливо скапливается у стенок КС, что ухудшает эффективность процесса сгорания.

Данные расчетов (таблица) убедительно показывают, что за время, равное периоду задержки воспламенения, с учетом определенных значений скорости капель нагретого топлива, передний фронт топливного факела достигает стенок КС (рис. 2). При одновременном увеличении угла раскрытия топливного факела это способствует улучшению условий смесеобразования и полноты сгорания топлива. Процесс сгорания будет происходить интенсивнее, с меньшими значениями скорости нарастания давления. Все это положи-

тельно скажется на динамике процесса сгорания, улучшении эффективных показателях дизеля и его ресурсе.

Для исследования показателей работы дизеля с предварительным подогревом топлива разработана экспериментальная установка (рис. 3).

Результаты выполненных расчетов позволяют сделать следующие выводы:

1. Стандартная форсунка при подогреве топлива до 300 °С сохраняет работоспособность. При этом визуально зафиксировано изменение основных параметров топливного факела.

2. Параметры топливного факела при нагреве топлива характеризуются увеличением угла

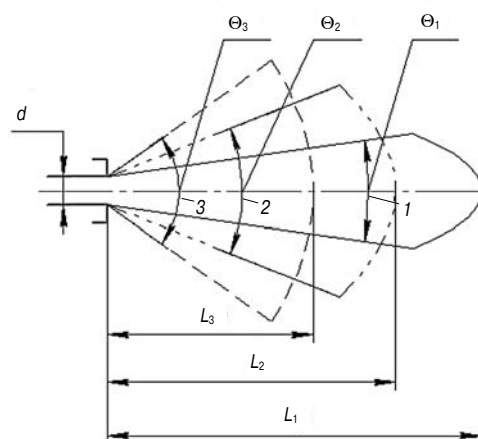


Рис. 2. Схема распространения топливного факела:
 $L_{(1,2,3)}$ и $\Theta_{(1,2,3)}$ — длина топливной струи и угол распыливания топлива в зависимости от температуры:
1 — без нагрева; 2 — при температуре 150 °С; 3 — при температуре 300 °С

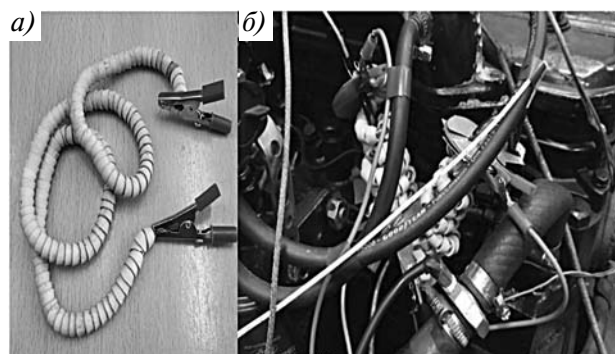


Рис. 3. Нагревательный элемент:

а — внешний вид;
б — нагреватель, установленный на дизеле

распыливания в пределах от 14°49' до 51°9'. Длина жидкой фазы топливного факела составляет не менее 22 мм, а в паровой не менее 15 мм. Средний объемно-поверхностный диаметр капель топлива (диаметр Заутера), характеризующий степень распыливания, уменьшается в пределах от 26,31 до 4,52 мкм, что свидетельствует об интенсивной деструкции впрыснутого топлива.

3. Результаты выполненных расчетов позволяют выдвинуть гипотезу об улучшении условий смесеобразования и полного сгорания подогретого топлива. Процесс сгорания будет происходить интенсивнее, с меньшими значениями скорости нарастания давления. Это способствует улучшению динамики процесса сгорания, повышению эффективных показателей дизеля и его ресурса.

4. Представляет научный интерес исследование работы дизеля на высокоактивированном топливе в стендовых условиях и в составе машино-тракторного агрегата.

Литература

1. Плотников С.А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствования топливopодрующей аппаратуры: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Нижний Новгород: НГТУ, 2011. 40 с.
2. Мартынова И.Б. Исследование особенностей топливopодручки и экономичности дизеля на долевых нагрузках при подогреве топлива: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Калининград, КГТУ, 1996. 23 с.
3. Применение коэффициента корректирования мощности нагревателей дизельных ДВС с целью экономии топлива / В.Н. Карнаухов, Д.А. Захаров, О.В. Каргаухов, О.В. Рындина // Транспорт и машиностроение Западной Сибири. 2017. № 1. С.44–50.
4. Храмов М.Ю. Улучшение характеристик двигателя путем термофорсирования топлива / М.Ю. Храмов, М.Х. Садеков // Вестник АГТУ. 2007. № 6 (41). С.83–86.
5. Плотников С.А. Анализ способов снижения периода задержки воспламенения / С.А. Плотников, Ш.В. Бузиков, В.Ф. Атаманюк // Развитие транспорта в регионах России: проблемы и перспективы. 2012. С. 6–9.
6. Плотников С.А. Анализ процесса сгорания и тепловыделения тракторного дизеля с предварительной термической подготовкой топлива / С.А. Плотников, Ш.В. Бузиков, А.Л. Бирюков // Молочнохозяйственный вестник. 2017. № 3 (27). С. 114–124.
7. Плотников С.А. Исследование процесса сгорания и тепловыделения дизеля с термофорсированием / С.А. Плотников, Ш.В. Бузиков, В.Ф. Атаманюк // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 7. С. 25–27.
8. Патент RU 2688131 Российская Федерация, МПК F02M 31/00, F02M 31/12, H05B 6/00, H05B 6/10 Индукционный нагреватель топлива / Ш.В. Бузиков, М.В. Мотовилова, П.Ю. Малышкин, А.Н. Карташевич. заявл. 09.07.2018; опубл. 17.05.2019 г.
9. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени / Н.А. Чигир, Р.Дж. Вейнберг, К. Т. Боумэн и др.; пер. с англ. под ред. Ю. Ф. Дитякина. М. : Машиностроение, 1981. 407 с.
10. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками / А.С. Лышевский. М. : Машгиз, 1963. 281 с.
11. Ассад М.С. Продукты сгорания жидких и газообразных топлив: образование, расчет, эксперимент / М.С. Ассад, О.Г. Пенязьков. Минск : Беларус. навука, 2010. 305 с.
12. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик. М. : Наука, 1972. 721 с.
13. Плотников, С.А. Прогнозирование процессов воспламенения и сгорания нагретого топлива в дизеле / С.А. Плотников, Ш.В. Бузиков, В.Ф. Атаманюк // Проблемы интенсификации животноводства с учетом пространственной инфраструктуры сельского хозяйства и охраны окружающей среды. Фаленты-Варшава, 2012. С. 216–220.

УДАЛЕНИЕ НАГАРА В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ВОДОРОДНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

*Н.Н. Бирюков, ген. директор, Д.Н. Мудрецов, зам. ген. директора
ООО «ТЕХНО-ХИЛЛ КЛАБ», Москва*

*В.А. Марков, д.т.н., профессор, зав. кафедрой
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана*

Е.Ф. Поздняков, к.т.н., ген. директор

ЗАО «Форант-Сервис», г. Ногинск

Ф.С. Карпец, аспирант

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Проанализированы основные факторы, влияющие на процессы отложения нагара и кокса на деталях двигателя. Рассмотрены основные неисправности деталей двигателей, вызванные нагарообразованием и коксообразованием. Предложен способ очистки деталей двигателя внутреннего сгорания от нагара путем подачи в цилиндры двигателя водородно-воздушной смеси. Объектом исследования являлась установка Leader-4M генерирующая водородно-воздушную смесь. Приведены ее основные характеристики и результаты экспериментальных исследований на моторном стенде. Подтверждена эффективность установки при очистке деталей двигателей от нагара и кокса.

Бесперебойная и надежная работа транспортных средств возможна лишь при их регулярном техническом обслуживании (ТО). Основной целью прохождения плановых и внеплановых ТО и ремонта является обеспечение безотказного функционирования всех систем автомобиля, в первую очередь его силовой установки. Следовательно проведение ТО — основополагающий фактор длительной безаварийной эксплуатации автомобиля и обеспечения личной безопасности автовладельца [1, 2].

Эксплуатационные характеристики транспортного средства — приемистость, топливная экономичность, экологические показатели в значительной степени определяются характеристиками двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [3, 4]. При этом в силу ряда факторов техническое состояние автомобиля и его ДВС изменяется при их длительной эксплуатации [5, 6]. Наибольшая эффективность ТО транспортных средств достигается при реализации и использовании современных методов и средств технической профилактики состояния основных узлов автомобилей [7].

Один из основных факторов изменения технического состояния ДВС в процессе эксплуатации транспортного средства — нагарообразование и коксообразование в камере сгорания (КС) [5, 8, 9]. При сгорании топлива наблюдается нагарообразование на деталях, образующих КС, впускных и выпускных клапанах, свечах зажигания, распылителях и иглах распылителей форсунок. На стенках камеры сгорания, днищах поршней и клапанах образуется плотный твердый нагар темного цвета, а на распылителях и иглах распылителей форсунок — мягкий, смолистый нагар желтоватого цвета, иногда в виде светло-коричневой лаковой пленки [8–10].

Склонность к нагарообразованию зависит от химического и фракционного состава топлива, а также от свойств применяемого масла [10–13]. Основная причина нагарообразования в ДВС — неполное сгорание топлива и масла, попавших на поверхности головки цилиндра, поршня и стенки цилиндра, находящейся в зоне высоких температур. При этом большая часть продуктов сгорания выбрасывается вместе с отработавшими газами (ОГ) в атмосферу, а часть оседает на поверхностях головки блока цилиндров и поршня, особенно на таких важных элементах КС, как седла выпускных клапанов и жаровой пояс поршня. Наиболее опасная зона — канавки поршневых колец и маслосъемного кольца. Это связано с тем, что часть рабочей смеси с температурой 1500–2000 °С поступает в поршневую канавку. Газообразные продукты сгорания взаимодействуют с маслом, находящимся в поршневой канавке, окисляют его, образуя новый нагар, а уже имеющийся нагар коксует. Происходит постепенное заполнение зазоров и коксование компрессионного кольца, которое теряет свою подвижность относительно поршня и цилиндра, пригорает к поршню, становится жестким, в результате чего на стенке цилиндра появляются задиры, приводящие к заклиниванию поршня и поломке двигателя. Кроме того, прорываясь в картер двигателя,

отработавшие газы ухудшают технические свойства масла и уменьшают его ресурс.

Следует отметить, что нагарообразование характерно как для дизельных, так и для бензиновых двигателей. Вместе с тем, более тяжелый фракционный состав дизельных топлив по сравнению с автомобильными бензинами (у бензинов диапазон температур выкипания фракций составляет 30–200 °С, у дизельных топлив — 180–360 °С) [14, 15] способствует более интенсивному нагарообразованию в дизелях.

В камерах сгорания автомобильных ДВС нагар может образоваться уже после 12–15 тысяч километров пробега автомобиля. При этом наибольшее количество нагара образуется на деталях камеры сгорания. В дизелях из-за отложений нагара и кокса на распылителях форсунок и в распыливающих отверстиях наблюдается ухудшение качества распыливания топлива и смесеобразования.

Нагарообразование на деталях КС дизелей, закоксовывание отверстий распылителей дизельных форсунок и зависание игл форсунок интенсифицируется с увеличением содержания смол в топливе, с ростом зольности и коксемости дизельного топлива [10, 12, 16]. При этом зольность характеризует содержание в топливе несгораемых примесей, которые образуют нагар, увеличивая

его абразивные свойства. Повышение содержания серы в топливе при его сгорании приводит к увеличению отложений нагара и лака, причем плотность нагара значительно возрастает. Смолообразование в значительной степени зависит от содержания в топливе нестойких непредельных углеводородов, которые при контакте с кислородом воздуха образуют высокомолекулярные продукты окисления — смолы. При хранении моторных топлив, особенно в неблагоприятных условиях (плохая герметизация резервуаров, наличие в них осадков и воды, хранение при повышенной температуре), количество смол увеличивается.

К известным способам уменьшения нагаро- и коксообразования относится подача в цилиндры двигателя водородно-воздушной смеси. Установки для генерирования и использования такой смеси для удаления нагара и кокса в ДВС уже производятся в ряде европейских стран, в частности, во Франции. В ООО «ТЕХНО-ХИЛЛ КЛАБ» (TECHNO-HILL CLUB, Москва) разработана установка Leader-4M (ТУ 28.29.12-002-51033879-2018) по удалению нагара (окалины) в ДВС с помощью водородно-воздушной смеси [17, 18]. Эта установка — аналог французской установки, но ее стоимость примерно в три раза меньше. Общий вид установки *Leader-4M* показан на рис. 1, технические характеристики приведены в табл. 1.



Рис. 1. Общий вид установки Leader-4M

Технические характеристики установки *Leader-4M*

Наименование параметра	Значение параметра
Производитель	ООО «ТЕХНО-ХИЛЛ КЛАБ»
Стоимость установки, руб.	19 5000
Стоимость процедуры очистки, руб.	от 1000
Внешние габариты: длина × ширина × высота, мм	320 × 320 × 800
Вес, кг	29
Рабочий объем обрабатываемых двигателей, см ³	125-25000
Наиболее распространенный рабочий объем, л	2-3
Напряжение питания, Вольт (постоянный ток)	12-14
Сила тока, ампер (от аккумулятора)	14-24
Рабочая температура, °С	0-60
Вместимость электролизера, л	2,5
Объем выделяющегося газа, л/мин	до 6
Срок службы электролизеров, лет	8
Гарантия на установку, лет	1

Таблица 2

Рекомендуемая продолжительность очистки двигателя внутреннего сгорания от нагара с помощью установки *Leader-4M* в зависимости от объема двигателя

до 2,0 л	от 2,0 до 3,0 л	от 3,0 до 4,0 л	от 4,0 до 5,5 л	свыше 5,5 л
30 мин	40 мин	45 мин	50 мин	60 мин

Установка *Leader-4M* предназначена для очистки деталей ДВС с помощью водородно-воздушной смеси, генерируемой из специального раствора за счет энергии постоянного электрического тока, получаемой от аккумулятора двигателя. Стоимость процедуры очистки двигателя от нагара устанавливается покупателями оборудования — установки *Leader-4M*. Обычно она колеблется от 1000 до 5000 руб. в зависимости от объема обрабатываемого двигателя. Рекомендуемая продолжительность процедуры очистки ДВС от нагара зависит от объема двигателя и устанавливается с помощью таймера на панели управления установки индивидуально (табл. 2).

Процедура очистки ДВС от нагара водородно-воздушной смесью с помощью установки *Leader-4M* не требует замены масла, использования других расходных материалов и абсолютно безопасна для автомобиля. Установка отличается простотой технического обслуживания, максимальным уровнем безопасности, мобильностью (она компактна и помещается в багажник практически любого автомобиля), а также автономностью (работает от аккумулятора автомобиля). Следует отметить и небольшую продолжительность очистки деталей ДВС от нагара с помощью установки (см. табл. 2).

Для оценки эффективности использования установки проведены исследования на экспериментальном стенде ЗАО «Форант-Сервис» (г. Ногинск Московской обл.). Основной элемент стенда — дизель типа Д-243 (4Ч11/12,5) производства Минского моторного завода (ММЗ). Это дизель без наддува с полуразделенной КС типа ЦНИДИ номинальной мощностью $P_e = 36$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500$ об/мин. Дизель был оснащен топливной аппаратурой разделенного типа с рядным четырехплунжерным топливным насосом высокого давления (ТНВД) типа PP4M10U1f фирмы «Motorpal». В ТНВД установлены плунжеры диаметром $d_{пл} = 10$ мм и их полным ходом $h_{пл} = 10$ мм. Длина нагнетательных топливопроводов составляла $L_T = 540$ мм. Используются форсунки типа ФДМ-22 производства ОАО «Кураппаратура» (г. Вильнюс) с распылителями фирмы «Motorpal» типа DOP 119S534 с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_p = 0,34$ мм и эффективным проходным сечением распылителя в сборе $\mu_p f_p = 0,250$ мм². Давление начала впрыскивания форсунок составляло $p_{фо} = 21,5$ МПа.

При создании стенда использована серийно выпускаемая на ММЗ дизель-генераторная установка (ДГУ) с генератором переменного тока типа ЕСО-ЕСР производства фирмы RINA (Италия). При испытаниях вырабатываемая электрогенератором электроэнергия потреблялась тремя те-

пловентиляторами, максимальная мощность каждого из которых составляет 12 кВт (они могут также работать с электрической нагрузкой, равной 6 кВт). Таким образом, возможна реализация шести нагрузочных режимов с эффективной мощностью от 0 кВт (режим холостого хода), до 36 кВт (режим максимальной мощности).

При испытаниях дизеля Д-243, кроме штатных параметров двигателя — эффективной мощности P_e , частоты вращения коленчатого вала n , расходов воздуха G_{air} , топлива B и некоторых других параметров, необходимых для расчета показателей топливной экономичности двигателя, определялись показатели дымности и токсичности ОГ. Дымность ОГ измерялась с помощью дымомера «Инфракрас Д1.01» предприятия «Западприбор» (Москва) с погрешностью измерения ± 5 %. Концентрации в ОГ нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , легких несгоревших углеводородов CH_x) определялись газоанализатором «Инфракрас 5М-3.01» предприятия «Западприбор» (Москва) с погрешностями измерения указанных компонентов ± 5 %.

Дизель типа Д-243 при испытаниях на моторном стенде работал по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500$ об/мин. Наклон нагрузочной характеристики (ее степень неравномерности δ) дизеля был равен $\delta = 3,7$ %, что приводило к увеличению частоты вращения коленчатого вала до $n = 1550$ об/мин на режиме холостого хода ($P_e = 0$ кВт). При испытаниях угол опережения впрыскивания топлива был установлен равным $\theta = 13^\circ$ ПКВ до ВМТ.

Методика проведения испытаний дизеля Д-243 состояла в определении параметров двигателя до удаления нагара в двигателе, последующей реализации цикла очистки двигателя от нагара и в определении параметров двигателя после очистки. Цикл очистки автомобильного ДВС от нагара с использованием установки *Leader-4M* обычно предусматривает работу двигателя на форсированных режимах с повышенной частотой вращения коленчатого вала, обеспечивающих эффективное выгорание нагара и кокса. Но поскольку дизель работал в составе ДГУ невозможно было реализовать режимы с повышенной частотой вращения (это обязательное условие процедуры очистки автомобильных ДВС от нагара с использованием установки *Leader-4M*). В связи с этим пришлось увеличить общее время очистки двигателя. При этом в процессе испытаний был реализован следующий цикл очистки двигателя от нагара. Сначала в течение 30 минут двигатель работал на режиме с 50 %-ной нагрузкой ($P_e = 18$ кВт), затем он поочередно работал на режимах

с нагрузкой $P_e = 0$ кВт (режим холостого хода), $P_e = 12$ кВт (треть от полной нагрузки), $P_e = 24$ кВт (две трети от полной нагрузки), $P_e = 36$ кВт (полная нагрузка), далее на режимах с $P_e = 24$ кВт, $P_e = 12$ кВт и $P_e = 0$ кВт. На каждом режиме двигатель работал в течение 5 минут. Далее в течение одного часа двигатель работал на режиме холостого хода. В процессе цикла очистки от нагара в двигатель непрерывно подавалась водородно-воздушная смесь от установки *Leader-4M*. Некоторые результаты проведенных испытаний представлены на рис. 2 и 3. Состояние деталей КС после очистки оценивалось без разборки двигателя с использованием видеоэндоскопа, видеоэлемент которого устанавливался в КС через отверстие для установки дизельной форсунки. На рис. 2 показан вид на днище поршня до и после испытаний. Представленные фотографии свидетельствуют о том, что после процедуры очистки на внутренней поверхности днища поршня вновь проявились технологические

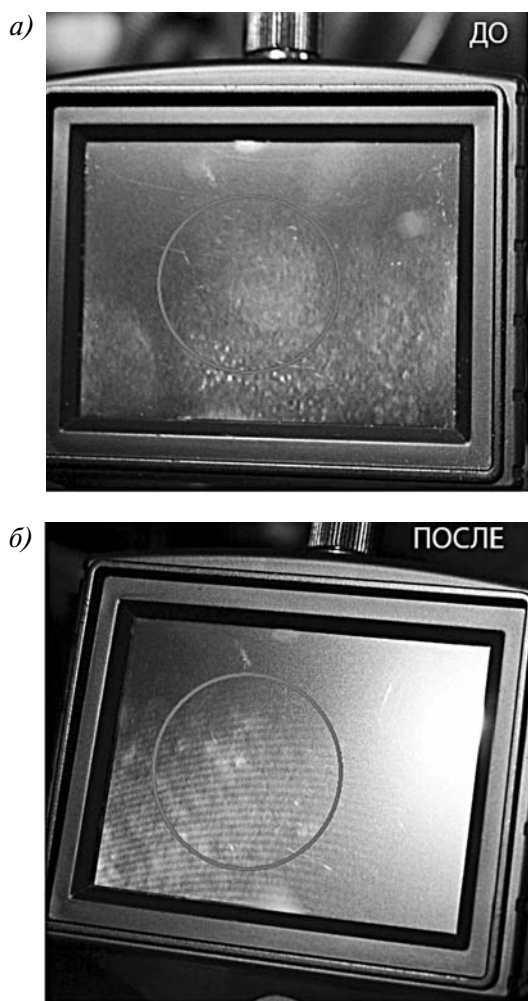


Рис. 2. Вид на днище поршня двигателя до (а) и после (б) его очистки от нагара с использованием установки *Leader-4M*

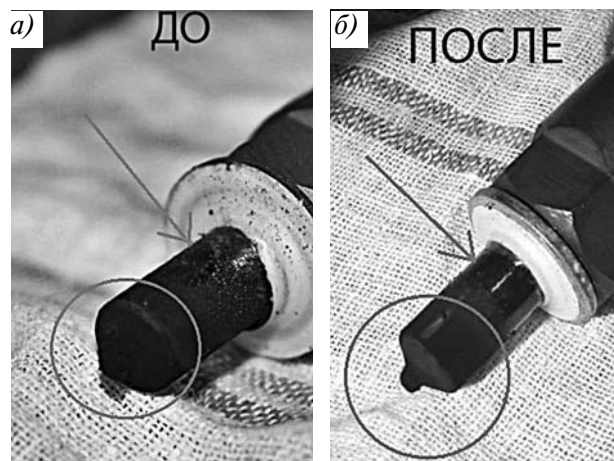


Рис. 3. Фотографии форсунок, сделанные до (а) и после (б) процедуры очистки двигателя от нагара с использованием установки *Leader-4M*

канавки (кольца, образованные при токарной обработке днища поршня резцом), которые до очистки были заполнены слоем нагара. На рис. 3 представлены фотографии форсунок, сделанные до и после очистки, свидетельствующие о том, что форсунки заметно очистились от нагара, значительно уменьшилась рыхлая часть нагара на верхней части распылителей форсунок.

При проведении экспериментальных исследований были определены параметры дизеля Д-243 до удаления нагара в двигателе и после очистки двигателя. Результаты испытаний приведены на рис. 4.

Они свидетельствуют о том, что во всем диапазоне изменения нагрузок отмечено повышение эффективности сгорания — снижение значений удельного эффективного расхода топлива b_e и увеличение значений эффективного КПД дизеля η_e после проведения процедуры очистки двигателя от нагара. Причем наибольший эффект от указанной процедуры отмечен на режимах с неполной нагрузкой — при $P_e = 12,5–24,4$ кВт. На режиме с $P_e = 12,5–13,0$ кВт удельный эффективный расход топлива b_e уменьшился с 375,0 до 338,8 г/(кВт·ч), т. е. на 9,7 %. На режиме с полной нагрузкой ($P_e = 36,6–36,7$ кВт) удельный эффективный расход топлива b_e снизился с 270,5 до 268,9 г/(кВт·ч), т. е. на 0,6 %, но это снижение соизмеримо с точностью определения этого параметра.

Проведение процедуры очистки оказало влияние на содержание в ОГ и других компонентов (рис. 4). В первую очередь необходимо отметить рост выбросов оксидов азота NO_x , свидетельствующий о повышении эффективности процесса сгорания после очистки двигателя от нагара. Следует также отметить тенденцию к снижению выбросов продуктов неполного сгорания топли-

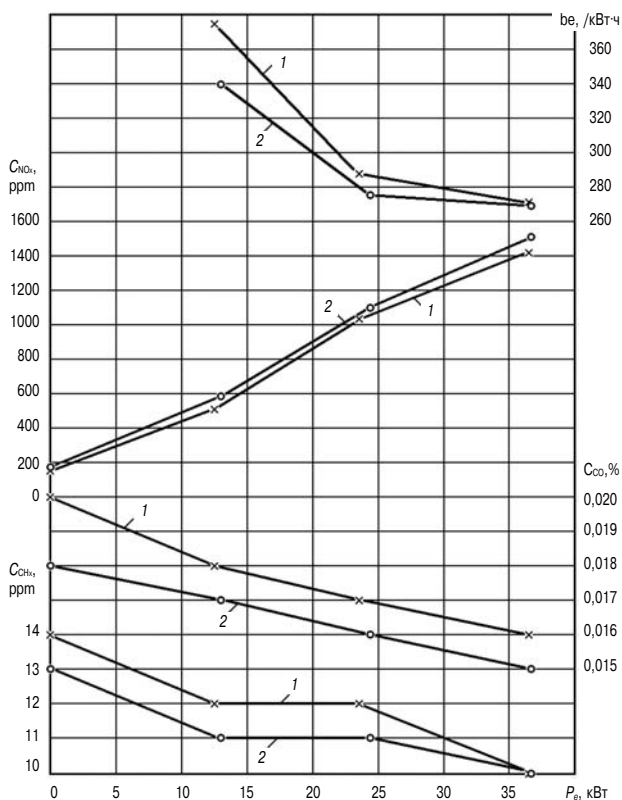


Рис. 4. Зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e и объемных концентраций оксидов азота C_{NOx} , монооксида углерода C_{CO} и несгоревших углеводородов C_{CHx} в ОГ дизеля типа Д-243:
1 — до очистки деталей двигателя с помощью водородно-воздушной смеси; 2 — после очистки

ва — монооксида углерода CO и легких несгоревших углеводородов CH_x — после проведения указанной очистки. Выброс этих токсичных компонентов ОГ зависит от температур сгорания. После проведения процедуры очистки двигателя от нагара содержание в ОГ этих токсичных компонентов (C_{CO} и C_{CHx}) снизилось на 5–10 %. Подтверждением более полного сгорания топлива после процедуры очистки двигателя от нагара является снижение концентрации в ОГ кислорода CO_2 и увеличение концентрации углекислого газа C_{CO_2} .

Полученные экспериментальные данные также подтверждают снижение дымности ОГ после очистки двигателя от нагара. На режиме с полной нагрузкой ($P_e = 36,6–36,7$ кВт) до проведения процедуры очистки дымность ОГ составляла $K_x = 10,1$ % по шкале Хартриджа, а после очистки она снизилась до $K_x = 9,1$ % по шкале Хартриджа. Таким образом, снижение дымности ОГ составило около 10 %.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность очистки деталей дизельного двигателя от нагара с использованием установки *Leader-4M* и улучшение показателей

его топливной экономичности и токсичности ОГ после проведения этой процедуры.

Некоторые особенности образования нагара и его влияние на рабочий процесс ДВС свойственны бензиновым двигателям. Большое количество нагара на деталях бензинового двигателя приводит к уменьшению объема КС и, как следствие, — к детонации. Нагар, образовавшийся в КС, часто становится причиной возникновения детонации и калильного зажигания, что может закончиться серьезной поломкой двигателя. Слой нагара отличается плохой теплопроводностью, поэтому он ухудшает отвод теплоты в системы охлаждения и смазки, что приводит к перегреву двигателя, ухудшению топливной экономичности и показателей токсичности ОГ, ухудшению других характеристик двигателя, уменьшению его ресурса. Возможно отложение нагара на свечах зажигания, что при длительной эксплуатации приводит к выходу их из строя. Все эти факторы свидетельствуют о целесообразности периодической очистки деталей бензинового двигателя от нагара.

На моторном стенде *SuperFlow Win Dym tm V2.8*, предоставленном компанией WINDE (автосервис, Москва), проведены моторные испытания бензинового двигателя автомобиля BMW X1 2.0td после его пробега 88 495 км. Испытания проведены до очистки деталей двигателя с помощью водородно-воздушной смеси и после очистки от нагара с использованием установки *Leader-4M*. До технического обслуживания двигателя с применением этой установки на режиме максимальной мощности она составляла $P_e = 178,0$ л.с. (130,9 кВт) при $n = 4097$ об/мин. Режим максимального крутящего момента ($M_e = 379,3$ Н·м) соответствовал частоте вращения $n = 2398$ об/мин. Продолжительность процедуры очистки двигателя от нагара составляла 40 минут в

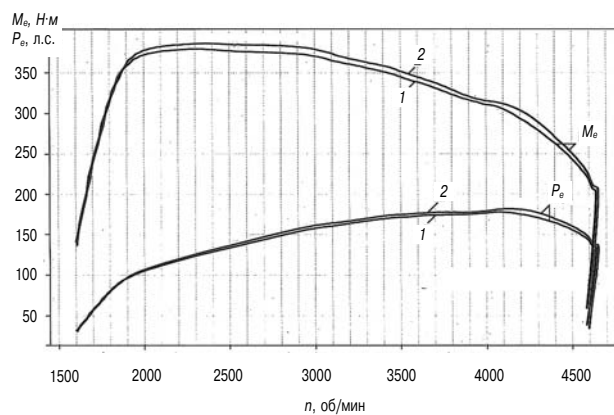


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя автомобиля BMW X1 2.0td:

1 — до очистки деталей двигателя с помощью водородно-воздушной смеси; 2 — после очистки

соответствии с литражом двигателя и его пробегом. Замеры мощности и крутящего момента двигателя после обработки дали следующие результаты: максимальная мощность увеличилась до $P_e = 181,7$ л.с. (133,6 кВт), а максимальный крутящий момент — до $M_e = 386,2$ Н·м (рис. 5). Таким образом, после очистки деталей двигателя от нагара максимальная мощность увеличилась на 2,1 %, а максимальный крутящий момент — на 1,8 %.

Заключение

1. Реализован эффективный способ очистки деталей ДВС от нагара путем подачи в цилиндры водородно-воздушной смеси. Создана установка *Leader-4M* для удаления нагара в двигателях внутреннего сгорания, генерирующая водородно-воздушную смесь.

2. Проведены испытания дизельного двигателя типа Д-243 (4Ч11/12,5) в составе дизель-генераторной установки до и после удаления нагара. Наибольший эффект от указанной процедуры отмечен на режимах с неполной нагрузкой — при $P_e = 12,5$ –24,4 кВт. На режиме с $P_e = 12,5$ –13,0 кВт удельный эффективный расход топлива b_e уменьшился на 9,7 %. После удаления нагара отмечены небольшой рост выбросов оксидов азота NO_x и снижение продуктов неполного сгорания топлива.

3. После очистки деталей двигателя от нагара максимальная мощность двигателя увеличилась на 2,1 %, а максимальный крутящий момент — на 1,8 %.

Литература

1. Кузьмин Н.А. Техническая эксплуатация автомобилей: закономерности изменения работоспособности. М. : Изд-во «Форум», 2011. 208 с.
2. Аллилуев В.А., Ананьин А.Д., Михлин В.М. Техническая эксплуатация машинно-транспортного парка. М. : Агропромиздат, 1991. 367 с.
3. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Ивашенко, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, Н.А. Ивашенко. М. : Машиностроение, 2013. 784 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей /

В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М. : Машиностроение, 1990. 288 с.

5. Кузьмин Н.А., Борисов Г.В. Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей. Нижний Новгород : Изд-во НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2012. 270 с.

6. Охотников Б.Л. Эксплуатация двигателей внутреннего сгорания. Екатеринбург : Изд-во Уральского университета, 2014. 140 с.

7. Яцура А.И. Система технического обслуживания и ремонта общепромышленного оборудования: Справочник. М. : Изд-во НЦ ЭНАС, 2006. 360 с.

8. Кузьмин Н.А., Зеленцов В.В., Донато И.О. Исследование отложений в автомобильных двигателях // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2010. № 2. С. 156–165.

9. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л. : Колос, 1981. 295 с.

10. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / К.М. Бадыштова, Я.А. Берштадт, Ш.К. Богданов и др. Под ред. В.М. Школьников. М. : Химия, 1989. 432 с.

11. Гуреев А.А., Азев В.С. Автомобильные бензины. Свойства и применение. М. : Нефть и газ, 1996. 444 с.

12. Гуреев А.А., Азев В.С., Камфер Г.М. Топливо для дизелей. Свойства и применение. М. : Химия, 1993. 336 с.

13. Сафонов А.С. Ушаков А.И. Гришин В.В. Химмотология горюче-смазочных материалов: СПб. : НПИКЦ, 2007. 488 с.

14. ГОСТ 32513–2013. Топлива моторные. Бензин неэтилированный. Технические условия. М. : Стандартинформ, 2014. 15 с.

15. ГОСТ 305–2013. Топливо дизельное. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2014. 15 с.

16. Ждановский Н.С., Николаенко А.В., Зуев В.П., Беляков В.В. Комплексный метод ускоренных испытаний форсунок дизелей на отказ по причине закоксовывания распылителей // Двигателестроение. 1979. № 10. С. 19–23.

17. Технический паспорт «Установка для удаления окислов азота в двигателях внутреннего сгорания. Leader-4M. ТУ 28.29.12-002-51033879-2018». М. : ООО «ТЕХНО-ХИЛЛ КЛАБ», 2018. 21 с.

18. Технические условия «Установка для удаления окислов азота в двигателях внутреннего сгорания. Leader-4M. ТУ 28.29.12-002-51033879-2018». М. : ООО «ТЕХНО-ХИЛЛ КЛАБ», 2018. 29 с.

ПОВЫШЕНИЕ СТОЙКОСТИ ПОРШНЕЙ ДВУХТАКТНЫХ ДВС К ПРОГАРУ ПОСРЕДСТВОМ НАНЕСЕНИЯ МДО-ПОКРЫТИЙ

*Р.С. Валеев, гл. конструктор АО «Русская механика», г. Рыбинск.
Р.Д. Еникеев, д.т.н., профессор, зав. кафедрой
Р.Ю. Сакулин, к.т.н., доцент кафедры
Уфимский государственный авиационный технический университет*

Существенная проблема форсированных двухтактных двигателей с искровым зажиганием — прогар поршней. Одним из методов решения этой проблемы являются термобарьерные покрытия, формируемые методом микродугового оксидирования (МДО). Проведены исследования, подтверждающие способность МДО-слоя на днище поршня повышать устойчивость к прогару поршней двухтактных бензиновых двигателей. Показано, что МДО-слой не оказывает влияния на основные характеристики поршневого двухтактного бензинового двигателя: эффективный крутящий момент, эффективную мощность, удельный эффективный расход топлива, температуру под свечой зажигания, состав отработавших газов.

Введение

Двухтактные двигатели с искровым зажиганием являются одним из основных источников энергии там, где вес, удельная мощность и простота конструкции — основополагающие факторы. Поэтому этот тип двигателей широко используется в снегоходной технике, двухколесных транспортных средствах, небольших лодках и внедорожных мотоциклах. [1]. Двухтактные бензиновые двигатели отличаются высокой теплонапряженностью. По сравнению с четырехтактными двигателями уровень температур в камере сгорания и, соответственно, днища поршня, значительно выше [2]. Кроме того, поверхность поршня находится в постоянном контакте с топливом и маслами, что оказывает коррозионно-агрессивное воздействие на днище [3]. Эти факторы могут привести к повреждению поршня. Наиболее опасное повреждение — прогар днища поршня. Прогар представляет собой разрушение поверхности днища поршня в результате резкого нарастания давления и температуры в камере сгорания двигателя [4–6]. Таким образом, создание высокоэффективных термозащитных покрытий для днища поршня — актуальная задача современного двигателестроения.

Существуют различные способы нанесения термозащитных покрытий на алюминиевые

поршневые сплавы, такие как плазменное напыление [7], магнетронное распыление [8], электронно-лучевое осаждение из паровой фазы [9]. Однако покрытия, формируемые этими способами, не обеспечивают достаточную толщину и адгезию покрытия с материалом поршня, в результате чего тепловая защита становится неэффективной. Возможным решением этой научно-технической задачи может стать нанесение на поверхности днища поршней наноструктурных керамических покрытий методом микродугового оксидирования (МДО).

Технология МДО реализуется в электролите. В результате сложных электрохимических процессов на поверхности детали происходит образование микроразрядов, благодаря которым формируется модифицированный поверхностный слой (покрытие). Методом МДО получают покрытия, состоящие из оксидов алюминия и кремния толщиной до 400 мкм [10–12]. Такие поверхностные слои позволяют в значительной мере повысить термостойкость поршня и предотвратить прогар его днища при высоких температурах, которые возникают при горении обедненной смеси до значения $\alpha = 0,9–0,95$ [13–15]. Однако исследований, посвященных влиянию МДО-слоя на стойкость к прогару днища поршней двухтактных двигателей, крайне мало.

Цель данной работы — исследование влияния МДО-слоя на поршнях двухтактного двигателя на их стойкость к прогару, а также эффективные и экологические характеристики двигателя при работе на различных скоростных и нагрузочных режимах.

Экспериментальная установка и методика испытаний

Исследования стойкости поршней с МДО-слоем к прогару и влияние МДО-слоя на эффективные и экологические характеристики проводились на двигателях РМЗ-550 и РМЗ-551i, применяемых на снегоходах. Технические характеристики двигателей представлены в табл. 1.

Экспериментальная установка, предназначенная для испытаний двигателей РМЗ-550 и РМЗ-551i, базировалась на нагрузочном стенде AVL-DP 80, который позволяет измерять крутя-

Таблица 1

Технические характеристики двигателей

Модель	PM3-550	PM3-551i
Объем, см ³ / Цилиндры	553 / 2	553 / 2
Мощность, л.с.	50	60
Тип	2-тактный	2-тактный
Диаметр цилиндра × ход поршня, мм	76×61	76×61
Топливная система	1-карбюраторная	Распределенный впрыск
Карбюратор / тип	Mikuni / поплавковый	-
Охлаждение	воздушное	Жидкостное
Система выпуска	Глушитель с резонатором	Глушитель с резонатором
Система впуска	Лепестковый клапан	Лепестковый клапан
Система смазки	Совместная	Раздельная

ший момент двигателя до значения 200 Н·м и скорость вращения до 10 000 об/мин [16]. Кроме того, нагрузочный стенд был оборудован устройством, позволяющим дистанционно управлять дроссельной заслонкой двигателя, что обеспечивало удобное изменение рабочих режимов. Двигатель соединен с нагрузочным устройством через вал отбора мощности (рис. 1). Расход топлива регистрировался системой AVL fuel balance, подключенной в качестве топливного бака, с программным обеспечением AVL, установленном на персональном компьютере [17]. Результаты измерения передавались на ЭВМ и фиксировались в реальном времени. Для анализа состава отработавших газов использовался газоанализатор «Инфракрас 5М2» [18], который позволяет регистрировать следующие компоненты: CO, CH, NO_x, CO₂, O₂. Зонд газоанализатора устанавливался в выпускную трубу на расстоянии

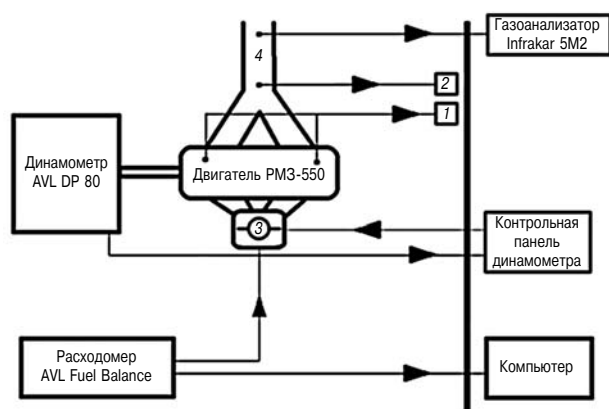


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для испытаний двигателя PM3-550:

1 — указатель температуры под свечами TPM-200; 2 — указатель температуры отработавших газов TPM-200; 3 — дроссельная заслонка двигателя; 4 — выпускной трубопровод

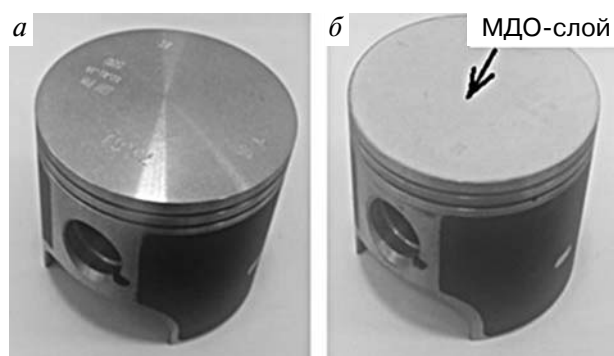


Рис. 2. Поршни двигателя PM3-550 до испытаний: а — штатный; б — модифицированный с МДО-слоем

300 мм от ее края. Для измерения температуры под свечами на обоих цилиндрах двигателя были установлены термодатчики, соединенные с прибором TPM-200 [19]. Температура отработавших газов фиксировалась термодатчиком, соединенным с аналогичным прибором TPM-200.

Двигатель испытывался с комплектами поршней двух типов:

- штатные поршни без МДО (рис. 2, а);
- модифицированные поршни с МДО-слоем на днище (рис. 2, б).

Штатные поршни австрийского производства были изготовлены из алюминиевого сплава марки M244 с содержанием кремния Si ~26 % [4]. Модифицированные поршни были выполнены на базе штатных посредством нанесения МДО-слоя в силикатно-щелочном электролите по технологии, разработанной в УГАТУ. Толщина МДО-слоя измерялась вихрековым толщиномером ТТ-210 и составила 130±10 мкм.

Исследование поршней на стойкость к прогару проводилось на режиме максимальной мощности двигателя: полное открытие дроссельной заслонки и частота вращения коленчатого вала 6500 об/мин. В качестве показателя стойкости поршней к прогару было выбрано время работы двигателя на режимах, неизбежно приводящих к прогару штатных поршней. Эти режимы реализуются за счет обеднения горючей смеси [20]. Обеднение горючей смеси при испытании двигателя PM3-550, оборудованного карбюраторной топливной системой, достигается двумя способами:

- установка в карбюратор главного топливного жиклера (ГТЖ) с уменьшенным проходным сечением (чем меньше значение цифры в маркировке ГТЖ, тем беднее горючая смесь);
- смещение фиксатора дозирующей иглы из среднего положения (канавка 3) в верхнее (канавка 2).

Обеднение горючей смеси приводит к росту температуры в цикле и повышению температуры стенок.

Для испытания комплектов поршней были определены четыре режима работы двигателя, реализующих условия, приводящие к прогару штатных поршней, в том числе для сравнения, один режим с базовыми настройками топливной аппаратуры, обеспечивающими долговременную работу двигателя. На каждом режиме фиксировались основные характеристики двигателя: эффективная мощность — P_e , эффективный удельный расход топлива — b_e , температура под свечами — T_s , температура отработавших газов — $T_{ог}$. Запланированная продолжительность работы двигателя на каждом режиме составляла 60 минут. Характеристики режимов приведены ниже:

1-й режим. Базовые настройки топливной аппаратуры (используемые на серийных двигателях). ГТЖ-370, фиксатор иглы расположен в 3 канавке. УОЗ не изменялся.

2-й режим. ГТЖ-340, фиксатор иглы расположен в 3 канавке. УОЗ не изменялся.

3-й режим. ГТЖ-320, фиксатор иглы расположен в 3 канавке. УОЗ не изменялся.

4-й режим. ГТЖ-370, фиксатор иглы расположен во 2 канавке. УОЗ не изменялся.

Исследование влияния МДО-слоя на эффективные и экологические характеристики двигателя также проводилось на двух комплектах поршней. Скоростные режимы были определены в диапазоне от 3000 до 6750 об/мин. В качестве нагрузочных режимов были выбраны значения 100, 60 и 40 % открытия дроссельной заслонки как наиболее часто используемые при эксплуатации снегохода. На каждом режиме фиксировались основные характеристики двигателя: эффективный крутящий момент — M_e , эффективная мощность — P_e , эффективный удельный расход топлива — b_e и концентрация токсичных компонентов в отработавших газах. На каждом режиме двигатель выдерживался до стабилизации температур под свечами зажигания.

Результаты эксперимента

Во время проведения испытаний на стойкость поршней к прогару было зафиксировано, что у двигателя со штатными поршнями и с модифицированными поршнями с МДО-слоем при работе на режиме 1 после 60 минут работы прогар поршней не возникал. При работе на режиме 3 прогар штатного поршня возник на 25 минуте работы, а у поршня с МДО прогар не наблюдался и через 60 минут на режимах со 2 по 4, несмотря на обеднение топливовоздушной смеси. Результаты испытаний приведены в табл. 2.

На рис. 3 показаны штатный поршень без МДО-слоя (рис. 3, а) и поршень с МДО-слоем (рис. 3, б), после работы на режиме 3. На поверх-

Таблица 2

Результаты испытаний двигателя со штатными поршнями и с поршнями с МДО-слоем на днище

Вид поршней	Наработка на режиме, мин	P_e , л. с.	b_e , г/л.с·ч	T_s правый цилиндр, °С	T_s левый цилиндр, °С	$T_{ог}$
Режим 1						
Серийные	60	42,5	337	150	162	752
С МДО-слоем	60	42,3	353	186	183	760
Режим 2						
С МДО-слоем	60	40,2	351	197	201	763
Режим 3						
Серийные	25 Прогар правого поршня	42	330	178	175	790
С МДО-слоем	60	40,7	313	180	175	782
Режим 4						
С МДО-слоем	60	43,5	342	194	215	773

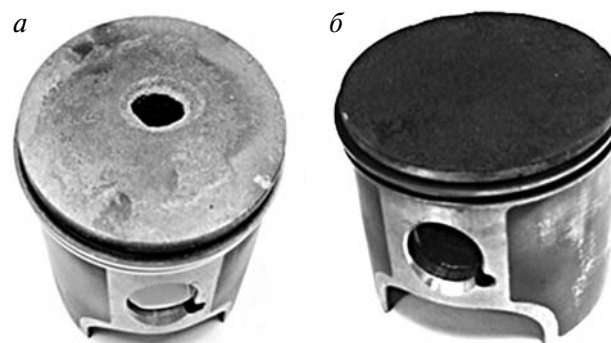


Рис. 3. Поршни двигателя РМЗ-550:

а — штатный после испытаний (с прогаром); б — с МДО-слоем на поршне после испытаний (без прогара)

ности днища штатного поршня четко виден прогар в виде отверстия неправильной формы (рис. 3, а). На поверхности поршня с МДО-слоем прогара не наблюдается (рис. 3, б)

Результаты исследования влияния МДО-слоя на эффективные и экологические характеристики двигателя при полном открытии дроссельной

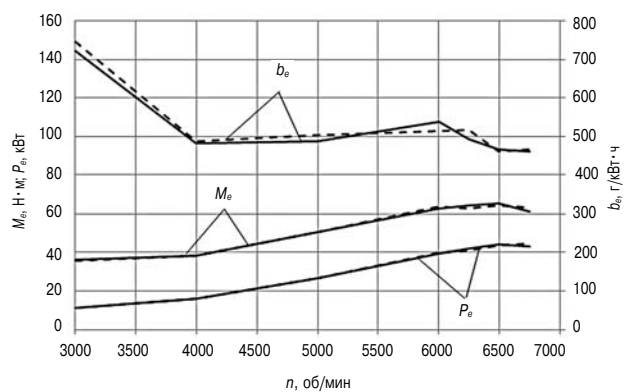


Рис. 4. Крутящий момент, мощность и эффективный удельный расход топлива при полном открытии дроссельной заслонки

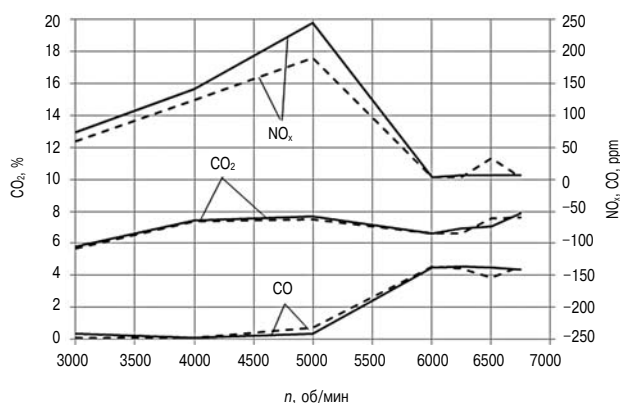


Рис. 5. Эмиссия CO, CO₂ и NO_x при полном открытии дроссельной заслонки

заслонки показаны на рис. 4 и 5. Данные для штатных поршней — сплошные линии, для модифицированных поршней с МДО-слоем на днище — штриховые линии.

Видно, что при работе на поршнях с МДО-слоем не происходит существенных изменений эффективных показателей (наибольшее отклонение не превышает 4 %), при этом отмечается не-

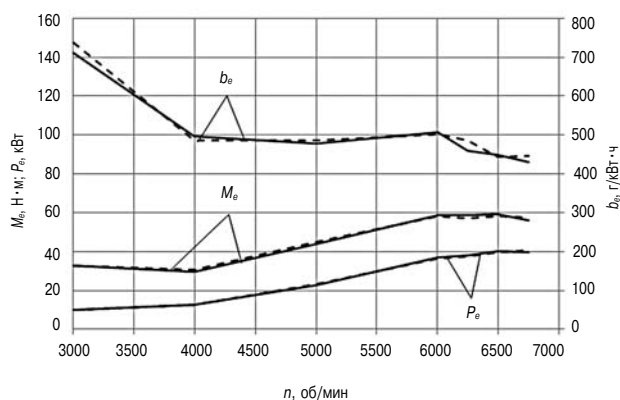


Рис. 6. Крутящий момент, мощность и эффективный удельный расход топлива при 60 %-ном открытии дроссельной заслонки

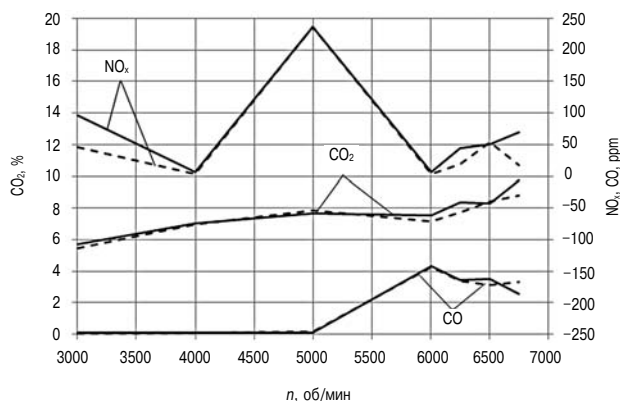


Рис. 7. Эмиссия CO, CO₂ и NO_x при 60 %-ном открытии дроссельной заслонки

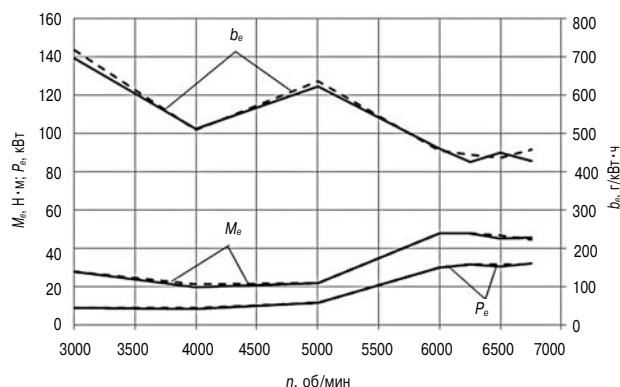


Рис. 8. Крутящий момент, мощность и эффективный удельный расход топлива при 40 %-ном открытии дроссельной заслонки

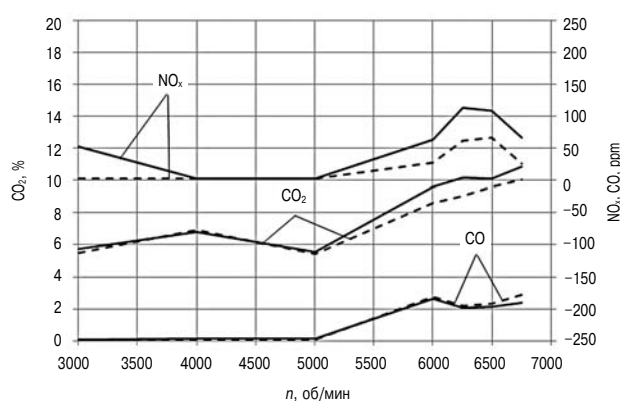


Рис. 9. Эмиссия CO, CO₂ и NO_x при 40 %-ном открытии дроссельной заслонки

большое снижение эмиссии NO_x на средних скоростях.

На рис. 6 и 7 приведены эффективные характеристики двигателя и эмиссия токсичных компонентов для 60 % открытия дроссельной заслонки. Здесь также нет существенного расхождения эффективных показателей (не более 5 %), в то время как эмиссия NO_x при работе на поршнях с МДО-слоем несколько понизилась на малых и высоких скоростях вращения. Аналогичная картина наблюдается также и при работе на 40 % открытия дроссельной заслонки (рис. 8 и 9).

Выводы

1. В ходе экспериментов установлено, что при работе на режиме с существенным обеднением смеси (ГТЖ 320) штатный поршень прогорел после 25 минут работы, тогда как поршень с МДО-слоем проработал по 60 минут на всех режимах с обеднением горючей смеси, и повреждения на его поверхности отмечены не были. Этот факт показывает способность МДО повышать стойкость поршней к прогару за счет формирования на днище поверхностного слоя с низким коэффициентом теплопроводности.

2. Визуальный анализ поверхности поршня с МДО-слоем показал, что покрытие обладает высокой адгезионной прочностью в условиях ДВС, так как сколы и отслоения на поверхности отсутствуют (рис. 3, б).

3. Наличие МДО-слоя практически не влияет на показатели двигателя. Основные его характеристики (крутящий момент, мощность и расход топлива) при работе на всех исследуемых режимах меняются незначительно.

4. Наличие теплозащитного МДО-слоя не оказывает существенного негативного влияния на выбросы CO и CO₂. При этом отмечается некоторое снижение выбросов NO_x, что может быть объяснено изменением теплового состояния в рабочем процессе при применении МДО, либо каталитическим действием, которое, возможно, МДО оказывает на процесс горения.

Благодарности

Работа выполнена в рамках соглашения № 14.574.21.0161 от 26.09.2017 при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (уникальный идентификатор работы (проекта) RFME-F157417X0161).

Работа выполнена с привлечением оборудования ЦКП «Нанотех» ФГБОУ ВО УГТУ.

Литература

1. Martins J., Pereira C., Brito F. A New Rotary Valve for 2-Stroke Engines Enabling Over-Expansion, SAE Technical Paper 2016-01-1054, 2016.
2. Singh O.P., Umbarkar Y., Sreenivasulu T., Vetrivendan E., Kannan M., Babu Y.R. Piston seizure investigation: Experiments, modeling and future challenges, Engineering Failure Analysis, 28, 2013. P. 302–310.
3. Kaiser M.S., Swagata Dutta. Comparison of corrosion behaviour of commercial aluminium engine block and piston in 3,5 % NaCl solution, MSEJ, Vol. 1, № 1, 2014.
4. Pistons and engine testing, MAHLE GmbH, 2012.
5. Tomasz A., Piotr L. Selected failures of internal combustion engine pistons, Logistyka, 3, 2015. P. 48–55.
6. Ayatollahi M.R., Mohammadi F., Chamani H.R. Thermo-Mechanical Fatigue Life Assessment of a Diesel Engine Piston, International Journal of Automotive Engineering. 2011. № 4, P. 256–266.
7. Bai Y., Zhao L., Wang Y., Chen D., Li B.Q., Han Z.H. Fragmentation of in-flight particles and its influence on the microstructure and mechanical property of YSZ coating deposited by supersonic atmospheric plasma spraying // Journal of Alloys and Compounds. 2015. № 632. P. 794–799.
8. Wei Li, Ping Liu, Yongsheng Zhao, Fengcang Maa, Xinkuan Liu, Xiaohong Chen, Daihua He. Structure, mechanical properties and thermal stability of CrAlN/ZrO₂ nanomultilayers deposited by magnetron sputtering // Journal of Alloys and Compounds. 2013. № 562, P. 5–10.
9. Limin He, Xin Zhou, Binta Zhong, Zhenhua Xu, Rende Mua, Guanghong Huang, Xueqiang Cao. Phase evolution, interdiffusion and failure of La₂(Zr_{0.7}Ce_{0.3})₂O₇/YSZ thermal barrier coatings prepared by electron beam-physical vapor deposition // Journal of Alloys and Compounds. 2015. № 624. P. 137–147.
10. Ernst P., Distler B. Optimizing the Cylinder Running Surface, SAE International, 9, 2012.
11. Yerokhin A., Khan R.H.U. Anodising of Light Alloys, Surface Engineering of Light Alloys: Aluminum, Magnesium and Titanium Alloys. Woodhead Publishing, Cambridge, 2010. P. 83–109.
12. Yerokhin A.L., Nie X., Leyland A., Matthews A., Dowey S.J. Plasma electrolysis for surface engineering, Surface and Coatings Technology. 1999. № 122. P. 73–93.
13. Dudareva N.Yu., Butusov I.A., Kalschikov R.V., Grin R.R., Alexandrov I. V., Musin F.F. The Investigation of the Effect of Micro-Arc Oxidation Modes on the Adhesion Strength of Coatings // Journal of Engineering Science and Technology Review. 2014. № 7. P. 5–8.
14. Dudareva N.Yu., Enikeev R.D., Ivanov V.Yu. Thermal Protection of Internal Combustion Engines Pistons, Procedia Engineering. 2017. № 206. P. 1382–1387.
15. Rozhdestvensky Y., Lazarev E., Doikin A. Effect of the Heat Insulating Coating of the Piston Crown on Characteristics of the Piston–Cylinder Liner Pair, Procedia Engineering. 2016. № 150. P. 541–546.
16. AVL DynoPerform Load system with eddy current dynamometers, <https://www.avl.com/load-unit-for-engine-testing> (дата обращения 04.11.2019).
17. AVL fuel balance, fuel consumption measurement, <https://www.avl.com/documents/10138/2699442/Product+Description+Fuel+Balance> (дата обращения 04.11.2019).
18. Автомобильный 5-ти компонентный газоанализатор «Инфракар 5М-2.01», <http://www.infracar.ru/products/group24/product24.htm> (дата обращения 04.11.2019).
19. TPM200 двухканальный измеритель с универсальным входом и RS-485, <https://www.owen.ru/product/trm200> (дата обращения 04.11.2019).
20. Heywood, J. Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, USA, 1988.

ВОДОРОД — ПЕРСПЕКТИВНОЕ ТОПЛИВО ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC-2019)

Исследовательский проект HyMethShip (Hydrogen-Methanol Ship Propulsion Using On-board Pre-combustion Carbon Capture), финансируемый из фонда программы инноваций Евросоюза Horizon 2020 реализуется для снижения уровня выбросов судовых двигателей с одновременным повышением их КПД. При этом должно быть обеспечено снижение выбросов CO₂ не менее чем на 97 %, практически исключены выбросы SO_x и PM, выбросы NO_x снижены как минимум на 80 % по сравнению с нормой по IMO Tier III. Энергетический КПД системы должен быть, как минимум, на 45 % выше, чем у лучшей из существующих на сегодняшний день технологий. Инновационная технология HyMethShip включает мембранный реактор, систему улавливания CO₂, емкости для хранения CO₂ и двигатель внутреннего сгорания, работающий на метаноле или на водороде, получаемом из метанола. В реализации ходе настоящего проекта планируется усовершенствовать данную систему, объединив ее с соответствующими системами судна. Система будет создана и испытана в составе демонстрационной установки в диапазоне мощностей от 1 до 2 МВт. Работы по проекту, стартовавшему в 2018 г., планируется завершить в течение 3 лет. Весь проект разбит на 11 рабочих пакетов, охватывающих собственно двигатель, систему улавливания CO₂ (CCS), а также всестороннюю оценку технологии — с точки зрения безопасности, энергоэффективности, экологии и системной интеграции. В консорциум разработчиков вошли 13 участников, в числе которых судоходная компания, обслуживающая международные линии, одна из крупнейших в мире верфей, классификационное общество, а также ряд исследовательских организаций, университетов и производителей оборудования. В настоящем докладе описана структура проекта и приведены предварительные результаты работы.

Предметом второго доклада этого обзора являются преимущества водородного топлива, связанные с ним проблемы и опыт, накопленный в данной области фирмой «Jenbacher». Одним из преимуществ газовых двигателей является возможность использования самых различных видов топлив, включая природный газ, разнообразные синтетические газообразные топлива, производимые из низкокалорийных газов, а также газы с высоким содержанием водорода. К последней группе относятся газы, образующиеся при различных металлургических и химических процессах. Газовые двигатели «Jenbacher», используемые для привода генераторов средней мощности, давно доказали способность надежно работать на топливах с высоким содержанием водорода. Объемное содержание водорода в коксовых газах, как и газах, являющихся побочными продуктами химических процессов, может достигать 70 %. Они используются в качестве топлива газовых двигателей самого различного назначения, суммарная наработка которых превышает миллион моточасов. До 50 % (об.) возобновляемого водорода может содержаться в отходящих газах установок газификации древесины. Продуктом электролиза воды, является 100 %-ый очищенный водород, который считается безуглеродным или «зеленым» водородом. Одной из главных целей производства «зеленого» водорода является добавление его в систему распределения природного газа, поскольку эта система представляет собой огромное хранилище энергии, необходимое для компенсации сезонных колебаний производительности других источников возобновляемой энергии, а именно, ветрогенераторов и солнечных батарей. При смешивании водорода с природным газом его содержание может колебаться в очень широких пределах, что не является препятствием для работы газового двигателя

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ПРОЕКТ HYMETHSHIP: ИННОВАЦИОННАЯ КОНЦЕПЦИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОГО ФЛОТА

Jan Zelenka, Nicole Wermuth, Marcel Lackner, LEC GmbH
Andreas Wimmer, LEC GmbH / Graz University of Technology
Karin Andersson, Chalmers University of Technology
Heiner Veelken, Colibri bv
Paul Moeyaert, Exmar Marine NV
Benjamin Jager, Fraunhofer Institute for Ceramic Technologies
and Systems IKTS
Michael Url, INNIO
Michael Lang, Graz University of Technology
Matthias Huschenbett, Hoerbiger Wien GmbH
Reddy Devalapalli, Lloyd's Register EMEA IPS
Daniel Sahren, Meyer Werft GmbH & Co. KG
Jorg Grutzner, MUW Screentec GmbH
Christian Mair, SE.S - Ship Emission Solutions
Joanne Ellis, SSPA Sweden AB

Введение

Для трансокеанских перевозок характерна максимальная удельная энергоэффективность (выброс CO₂ в расчете на тонно-километр), поэтому в грузообороте международной торговли они занимают главное место. Большинство

морских путей проходит в прибрежных зонах, вблизи густонаселенных территорий. Выбросы окислов серы (SO_x), окислов азота (NO_x) и частиц (PM) от морских судов являются существенным фактором, негативно влияющим на здоровье людей и экологическую обстановку. Для наземного транспорта существуют нормативы предельно допустимых выбросов. Что касается морского транспорта, то подобные нормативы законодательно установлены значительно позже, к тому же они являются менее жесткими.

Для зон контролируемых выбросов серы (SE-CA) Северного и Балтийского морей, а также Северной Америки и Карибского бассейна, величина предельно допустимого содержания серы в морских топливах составляет 0,1 % (по сравнению с 0,001 % для сухопутного транспорта) [1]. Нормативы выбросов окислов азота (NO_x) для вновь строящихся судов ужесточаются поэтапно (три уровня), в зависимости от характеристик двигателя. В настоящее время в зонах контроля выбросов действуют нормы IMO Tier III. Согласно

решению ИМО (ноябрь 2016 г.), к числу зон контролируемых выбросов NO_x (NECA) с 2021 г. будут отнесены Северное и Балтийское моря.

ИМО как организация, ответственная за регулирование в области воздействия выбросов от судов на климат, разработала программу контроля индекса энергетической эффективности (EE-DI — Energy Efficiency Design Index), вступившую в силу в 2016 г. По мнению ЕС, программа EE-DI (согласно отчету ИМО [2]) должна быть адаптирована к уже построенным судам.

Согласно правилам ЕС MRV (Monitoring, Reporting, Verification) с 2018 г. судовладельцы обязаны вести мониторинг выбросов от своих судов и сообщать ИМО о результатах измерений при каждом заходе судна в любой из портов Европы, а также представлять ИМО ежегодный отчет. Также ИМО утвердила процедуру международной отчетности.

Минеральные топлива, используемые на судах, вносят весьма заметный вклад в глобальное загрязнение окружающей среды. Между тем, существуют альтернативные топлива, которые могут прийти им на смену.

➤ Все шире используется сжиженный природный газ (LNG), при сгорании которого выбросы NO_x и PM значительно меньше, а выбросы SO₂ практически отсутствуют. В то же время роль LNG в снижении выбросов парниковых газов (GHG) незначительна. Согласно данным источников [3–6], потенциальное снижение выбросов GHG при использовании LNG по сравнению с существующими минеральными топливами не превышает 30 %.

➤ На судовых двигателях проводились испытания биотоплив, в том числе биодизеля и растительных масел. Испытания подтвердили, что их использование может значительно снизить выбросы GHG. Однако этот вид топлив связан с определенными проблемами, а именно, с ограниченным объемом поставок и конкуренцией с производителями продуктов питания.

➤ Еще одним видом топлива, способным снизить вредные выбросы судовых двигателей (SO₂, NO_x, PM), является метанол, получаемый из природного газа. Он может существенно снизить суммарные выбросы GHG в течение срока службы двигателя. Можно также получать метанол из биомассы или из смеси водорода с углекислым газом, используя для этого электроэнергию ветрогенераторов или солнечных батарей [8].

➤ Метанол, получаемый из возобновляемых продуктов — водорода и углекислого газа, — именуемый далее е-метанолом, может стать реальной альтернативой традиционным топливам, поскольку имеет высокий потенциал снижения выбросов GHG, не нанося при этом

ущерба поставщикам продуктов питания и кормов.

➤ Водород, производимый с помощью источников возобновляемой энергии, является топливом, реально обеспечивающим нулевые выбросы GHG. Однако на пути более широкого использования водорода в качестве топлива для судовых двигателей имеется серьезное препятствие — особые требования к условиям безопасности и хранения топлива.

«Белая книга ЕС по транспортным средствам», изданная в 2011 г., устанавливает в качестве одного из целевых показателей на 2050 г. снижение выбросов CO₂ от морских судов по сравнению с 2005 г. на 40 % (если возможно — на 50 %) [9]. В апреле 2018 г. было принято решение ИМО о снижении к 2050 г. выбросов GHG не менее чем на 50 % по сравнению с 2008 г. [10]. Поскольку на морской транспорт приходится значительная доля грузоперевозок в глобальном масштабе, увеличение этой доли может привести к снижению общего объема вредных выбросов при условии, что экологические требования к морским перевозкам будут ужесточены. Снижение вредных выбросов от судов (SO_x, NO_x, частицы, сажа/ черный углерод, углеводороды и т. п.) частично обеспечивается действующими нормативами, однако для реального внедрения последних не обойтись без использования новых топлив и инновационных технологий. В документе Еврокомиссии 2013 г. «Стратегия использования альтернативных топлив» говорится о том, что «альтернативные топлива, обеспечивающие низкий выброс CO₂, являются необходимой частью стратегии декарбонизации транспорта» [11]. Директивой от 2014 г., определяющей необходимую для альтернативных топлив инфраструктуру, ставятся также цели сокращения зависимости от минерального топлива и организации инфраструктуры для бункеровки соответствующих транспортных средств [12].

2. Задачи и цели

Проект HyMethShip (Hydrogen-Methanol Ship Propulsion System Using On-board Precombustion Carbon Capture), что расшифровывается как «пропульсивная система судна, работающая на полученном из метанола водороде, с функцией улавливания частиц углерода», ставит своей целью радикальное снижение вредных выбросов с одновременным повышением энергоэффективности морского транспорта. Система будет создана и испытана в составе стационарной демонстрационной установки с двигателем мощностью порядка 2 МВт.

Система должна обеспечить снижение выбросов CO₂ более чем на 97 % и практически свести к нулю выбросы SO_x и PM. Выбросы

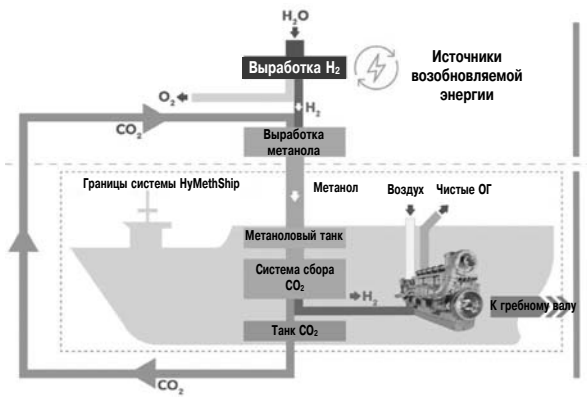


Рис. 1. Концепция HyMethShip

NO_x будут снижены по сравнению с нормами IMO Tier III не менее чем на 80 %. Энергетический КПД системы должен быть, как минимум, на 45 % выше, чем у лучшей из существующих на сегодняшний день технологий (возобновляемый метанол + традиционная система очистки ОГ от частиц углерода).

Инновационная система HyMethShip включает мембранный реактор, систему улавливания CO_2 , систему хранения CO_2 и работающий на метаноле или водороде двигатель внутреннего сгорания (рис. 1). Предлагаемое решение состоит в преобразовании метанола в водород, используемый в качестве топлива обычного двигателя внутреннего сгорания, который адаптирован к работе на разных видах топлива, в том числе оптимизирован именно под водород.

Система HyMethShip обеспечивает существенное снижение вредных выбросов. Тем самым устраняется необходимость в сложных устройствах очистки ОГ, без которых при использовании традиционных топлив заданная величина снижения выбросов SO_x , NO_x и PM была бы недостижима. Радикальное снижение выбросов CO_2 достигается за счет использования в качестве энергоносителя возобновляемого метанола, а также за счет улавливания и хранения на судне CO_2 , не попадающего в цилиндры двигателя. Бункеровка возобновляемым метанолом, получаемым из собранного CO_2 на судне, является идеальным решением, поскольку при этом образуется замкнутый контур обращения CO_2 (см. рис. 1).

Проект HyMethShip включает раздел «оценка рисков и безопасности», цель которого состоит в том, чтобы убедиться, что по этому показателю система, как минимум, не уступает традиционным пропульсивным системам на дизельном топливе. При этом будут учитываться существующие и разрабатываемые правила и нормативы для топлив с низкой температурой вспышки. Авторы рассчитывают, что этот проект будет способствовать дальнейшему развитию нормативной базы в данной области.

Будет также выполнена оценка экономической эффективности системы для различных типов судов и эксплуатационных условий. Таким образом, предполагается, что для судов дальнего плавания концепция HyMethShip представляется оптимальным и экономически обоснованным решением, позволяющим достичь заданного уровня сокращения выбросов CO_2 .

Эффективность HyMethShip в сравнении с другими методами снижения выбросов GHG представлена на рис. 2. Ее преимущество обеспечивается следующими факторами:

- Использование LNG в качестве основного топлива дает сокращение выбросов GHG порядка 15 %, с учетом имеющей место утечки метана.
- Использование LNG из возобновляемых источников (синтетический природный газ), в состав которых входят обычные системы улавливания CO_2 (CCS), дает сокращение выбросов GHG порядка 30 %.
- Лучшая из известных на сегодняшний день технологий, основанная на использовании метанола в качестве основного топлива в сочетании с обычными системами очистки ОГ, может дать сокращение выбросов GHG до 50 %.
- Система HyMethShip, работающая на метаноле из возобновляемых источников, в сочетании с системами улавливания CO_2 до начала сгорания, обеспечивает радикальное сокращение выбросов GHG — до 97 %.
- Загруженный на судно метанол преобразуется в водород с использованием энергии тепловых потерь двигателя.

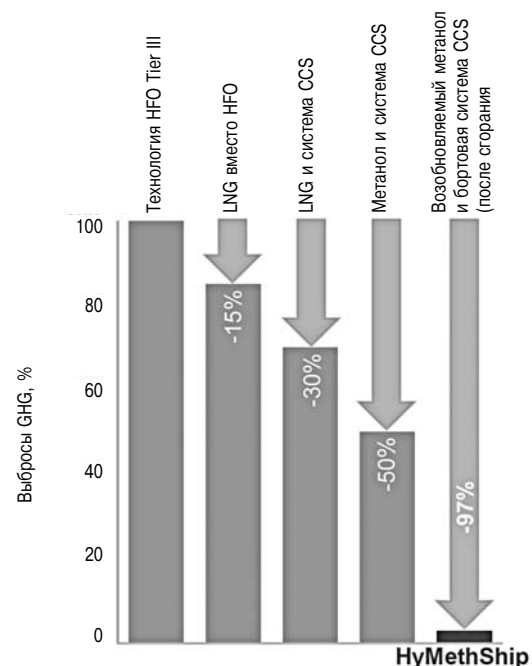


Рис. 2. Эффективность снижения выбросов GHG в системе HyMethShip

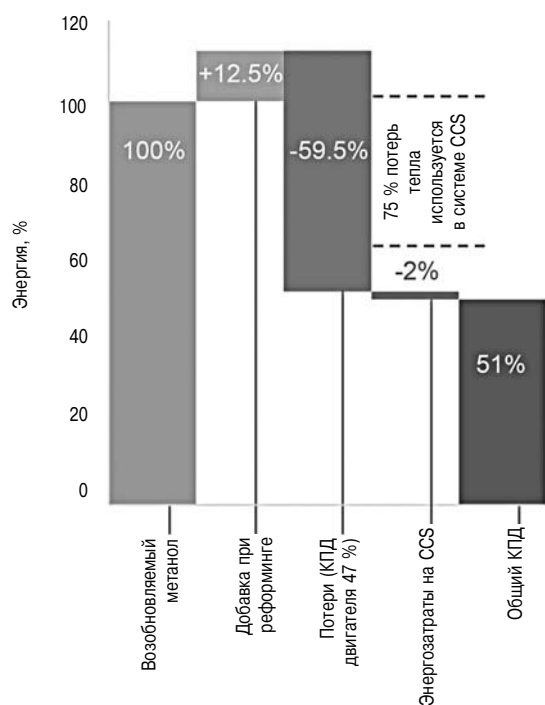


Рис. 3. КПД системы HyMethShip

➤ Водород образуется также в процессе реформинга, что дает дополнительное приращение энергии примерно на 12 %. Эта энергия образуется за счет термической диссоциации воды при высоких температурах внутри мембранного реформера.

➤ В двигателе внутреннего сгорания с КПД, равным 47 %, тепловые потери достигают 60 % от энергии сгорания водорода. Порядка 75 % энергии тепловых потерь идет на повышение температуры процесса до уровня, необходимого для работы системы улавливания CO₂.

➤ Два процента механической энергии двигателя идут на привод генератора, обеспечивающего работу насосов и вспомогательных устройств системы улавливания CO₂.

Общий КПД системы HyMethShip может достигать 51 %. Более подробно распределение энергии показано на рис. 3.

В ходе реализации проекта HyMethShip — принципиально новая технология будет разработана на инженерном уровне, ее эффективность подтверждена результатами испытаний рабочего макета (демонстрационной установки) мощностью до 2 МВт, что станет доказательством ее технической осуществимости. Срок выполнения проекта составляет 36 месяцев, что недостаточно для монтажа системы на судне и ее полной интеграции, однако при проектировании компонентов системы будут учтены все необходимые требования, связанные со спецификой судовой силовой установки. По результатам испытания макета будет дана экономическая и экологическая оценка

концепция HyMethShip, на основании которой будут приниматься решения о ее пригодности к использованию на морских судах в ближайшем будущем.

3. Организация проекта

В Консорциум HyMethShip входят 13 организаций из 6 стран — членов ЕС (рис. 4). Внутри консорциума партнеры представляют две основные группы, образующие стоимостную цепочку данной отрасли, т. е. судостроение и судоходство. Они охватывают все виды работ по проектированию и производству всех компонентов пропульсивной системы HyMethShip, включая также консультирование партнеров по вопросам регламентации, особенно в части соответствия требованиям классификационных обществ.

Все работы по управлению проектом собраны в рабочем пакете WP1. Данный рабочий пакет (WP) включает все аспекты организации работ, как внутренних, так и внешних.

В ходе проекта должны быть разработаны три компонента новой технологии, соответственно в составе рабочих пакетов WP2, WP3 и WP4, а именно: улавливание и сбор CO₂, мембранный реформер для метанола и процесс сгорания H₂. Руководство этими рабочими пакетами осуществляется соответствующими специалистами при участии исполнителей. Рабочий пакет WP5 включает в себя проектирование судовых емкостей для хранения CO₂. Рабочий пакет WP5 (конструкция судна) определяет общие и специфические требования, связанные с использованием системы в судовых условиях, и описывает проектные решения для судов различного назначения, например, грузовых и пассажирских. Для обоих типов судов будут выполнены два целевых исследования.

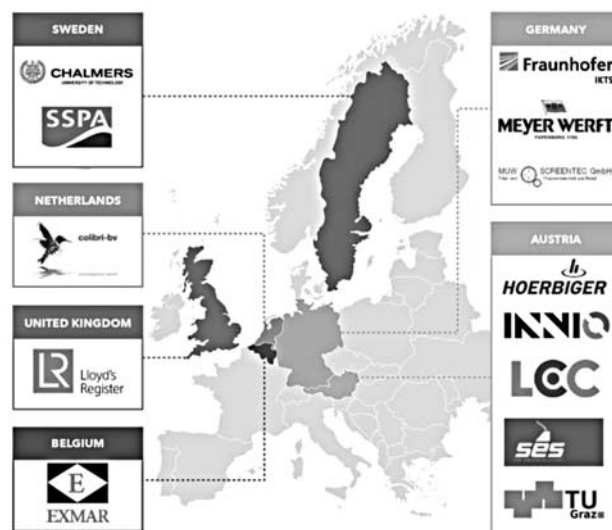


Рис. 4. Страны, где работают участники консорциума

Рабочие пакеты WP6, 7 и 8 включают соответственно анализ безопасности, экономической и экологической эффективности. Специалисты по безопасности, экономике и экологии будут участвовать в технических рабочих пакетах с тем, чтобы были учтены все аспекты технологии проекта.

WP10 — действующий макет (демонстрационный образец) системы в комплекте с полномасштабной пропульсивной установкой.

Все мероприятия по распространению опыта и знаний, полученных в ходе выполнения проекта, отнесены к рабочему пакету WP11. Эти мероприятия имеют целью представление результатов проекта как целевой аудитории, так и широкой общественности для целей маркетинга революционной пропульсивной системы практически с нулевыми выбросами.

Кроме того, два университета привлечены к работе над отдельными инженерными проблемами и вопросами устойчивого развития. Каждому из партнеров отведено определенное место в проекте, при этом все они обладают компетенциями, необходимыми для успешного завершения проекта.

4. Структура работы

Все работы по проекту HyMethShip разделены на одиннадцать рабочих пакетов (WP), каждый из которых делится на определенные задачи, включающие ОК и НИР, управление проектом и мероприятия по распространению его результатов. Структура рабочих пакетов проекта HyMethShip показана на рис. 5.

5. Описание работы

5.1. WP2: Система улавливания диоксида углерода

Основой пропульсивной системы HyMethShip является бортовая система улавливания газообразного CO_2 до камеры сгорания (CCS) (рис. 6).



Рис. 5. Структура проекта HyMethShip и связи между рабочими пакетами

Процесс улавливания газообразного CO_2 заключается в том, что из системы бортовых баков берется жидкий метанол, а на его место закачивается сжиженная двуокись углерода CO_2 . При этом выделяется газообразный водород высокого давления, который поступает в двигатель внутреннего сгорания в качестве топлива. Одновременно тепло, выделяемое в процесс сгорания, возвращается в систему. Система CCS включает следующие компоненты:

➤ Водяные танки. Вода из них поступает в смесительную камеру и участвует в реакции. Если образуется избыток воды, она возвращается в смесительную камеру. Избыток воды может возникнуть, если вода, участвующая в реакции, пройдет через мембрану.

➤ Системы подпитки, испарения и перегрева потока жидкости в мембранном реформере. По описанной ниже обратной магистрали конденсат и остаточный газ возвращаются в реформер, поэтому смесь перед мембраной состоит из метанола, воды и водорода, соотношение которых зависит от характеристик процесса сепарации в мембранном реформере. Поскольку процесс сепарации сильно зависит от парциальных давлений и химического состава компонентов реакции, можно ожидать значительного взаимовлияния процессов в мембранном реформере и состава компонентов потока перед мембраной, регулируемого системой подпитки. К тому же последнее обстоятельство существенно влияет на испаряемость реагентов.

➤ Система охлаждения и сепарации потока после мембраны. Этот поток состоит в основном из водорода и некоторого (меняющегося) количества воды.

➤ Несколько систем регенерации тепла и конденсации потока ретентата, выходящего из мембранного реформера. Для извлечения CO_2 из потока ретентата из мембранного реформера

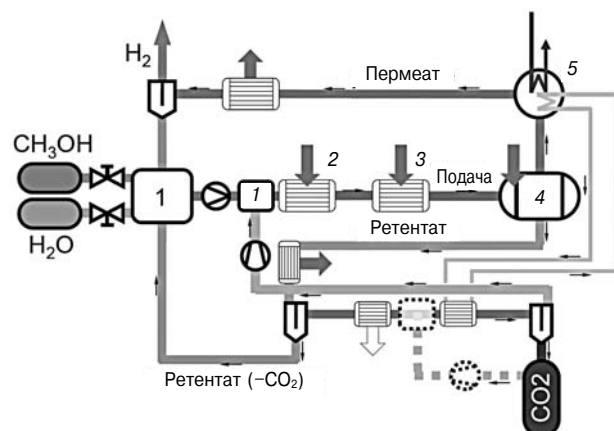


Рис. 6. Предварительная схема CCS для HyMethShip: 1 — смеситель; 2 — экономайзер; 3 — испаритель/перегреватель; 4 — мембранный реактор; 5 — холодильник

сначала конденсируется поток воды, содержащий метанол, затем конденсат возвращается обратно в реактор. Далее остаточный реакторный газ охлаждается до температуры $-45...-55\text{ }^{\circ}\text{C}$, при этом частично конденсируется содержащаяся в нем CO_2 . Затем остаточный реакторный газ возвращается в состав реагентов.

➤ Системы передачи тепла. Эти системы служат для передачи тепла отработавших газов двигателя в системы испарения и перегрева, а также в абсорбционный холодильник.

➤ Система передачи холода. Эта система служит для передачи холода из абсорбционного холодильника в систему конденсации потока после мембраны.

➤ При разработке системы улавливания газообразного CO_2 , о которой идет речь, предстоит решить две ключевые проблемы, а именно, добиться требуемой теплопередачи в мембранный реформер и обеспечить управление физико-химическими параметрами потоков реагентов, в частности, их химическим составом и соответствующими уровнями парциального давления.

5.2. WP3: Реформинг метанола

В мембранном реформере параллельно идут две фазы процесса: каталитический реформинг метанола и сепарация водорода с помощью мембраны. По мере смешивания метанола с подаваемым в реактор водяным паром, метанол в присутствии катализатора каталитического реформинга разлагается на водород и CO_2 . Одновременно происходит отбор водорода из камеры с помощью селективной угольной мембраны, устойчивой к агрессивной среде и экстремальным гидротермическим воздействиям, существующим в реакторе. В двигатель под высоким давлением поступает газ с большим содержанием водорода. Одновременно система CCS улавливает выделяющийся газообразный CO_2 и направляет его в сборный танк, откуда впоследствии CO_2 будет извлечен, сохранен на борту и на берегу реконвертирован обратно в метанол.

Тепло отработавших газов двигателя эффективно используется для испарения и нагрева реагентов — метанола и воды. Тем самым оно вовлекается в процесс реформинга, при этом управление теплопередачей позволяет регулировать температуру в реакторе. Так тепло отработавших газов двигателя превращается в полезную химическую энергию. В ходе каталитического реформинга с подогревом из одного моля метанола получают три моля водорода. Следовательно, энергетический выход согласно формуле суммирования CH_3OH (CH_4O) получается выше, чем в процессе прямого сжигания водорода, в котором участвуют только два моля «внутреннего» водорода (уравнения 1 и 2).



$$\Delta H_r = 49,2 \text{ кДж/моль} \quad (2)$$

Хотя технология производства мембран для каталитического реформинга метанола в достаточной мере отработана, следует отметить, что слабым местом данной концепции является необходимость использования палладия или его сплавов. Помимо высокой стоимости палладия, как и других драгметаллов, недостатком такого решения является высокий риск отравления катализатора мембраны воздействием CO или остаточной серы. К тому же палладиевая мембрана, по сравнению с угольными мембранами, предусмотренными настоящим проектом, обладает низкими показателями термической и механической прочности. В большинстве известных применений палладиевые мембраны выдерживают давление не более 2 МПа.

В предлагаемом решении драгметаллы не используются, а величина предельно допустимого давления составляет 5 МПа, поскольку керамическая подложка мембраны обеспечивает более высокую пропускную способность, а каталитическая вставка легче устанавливается благодаря меньшим размерам. К тому же водород подается в двигатель под давлением на 1–2 МПа и выше. Таким образом, рассматриваемая угольная мембрана по всем показателям будет превосходить лучшие мировые образцы.

На первом этапе, на основании целевых характеристик рабочего процесса и массового расход водорода, будет разработана общая концепция с учетом заданной мощности и КПД двигателя. Чтобы избежать необходимости в дополнительном водородном компрессоре, давление перед мембраной должно поддерживаться на уровне 1–2 МПа. Перепад парциального давления на мембране должен быть таким, чтобы давление в потоке перед мембраной было в пределах 4–5 МПа. На данном этапе также будет разработана схема использования тепла отработавших газов. Поскольку существует принципиальная возможность подогрева потока реагента или пермеата перед поступлением в реформер, то предварительная оценка стехиометрии смеси, энтальпии реакции и необходимой минимальной температуры на выходе из реформера приводит к выводу о целесообразности использования схемы с теплообменником, встроенным в реформер. В качестве источника необходимого количества тепла могут быть использованы отработавшие газы двигателя или другой (дополнительный) теплоноситель.

Главная особенность угольной мембраны на керамической подложке — ее способность отделять водород от двуокиси углерода. Селективность

мембраны будет оцениваться по результатам измерения ее проницаемости и подбираться таким образом, чтобы обеспечить чистоту водорода на выходе не менее 90 %. Эффективность системы будет оцениваться по селективности мембраны и измеренным характеристикам катализатора, при этом будут рассчитаны количество мембран и масса катализатора, необходимые для конверсии как минимум 90 % метанола.

Предварительные испытания реформера проводятся на уменьшенной физической модели, состоящей из картриджей с мембраной и катализатором (рис. 7). На керамические подложки нанесено наружное мембранное покрытие, так что их дополнительная очистка паром снаружи не понадобится. В ходе экспериментов определяются оптимальные параметры процесса и алгоритм регулирования температуры. По результатам испытаний физической модели будут окончательно определены все параметры процесса реформинга, а также необходимое количество мембран и масса катализатора, спроектированы и изготовлены в натуральную величину корпусные детали реформера.

При этом особое внимание должно быть уделено уплотнению мембраны и удобству ее установки. В корпусе реформера должны быть элементы, формирующие направление потока, чтобы обеспечить его равномерность. Одновременно будет разрабатываться технология производства мембран, что позволит наладить их собственный выпуск в промышленных количествах. Законченный опытный образец мембранного реформера пройдет испытания на фирме LEC

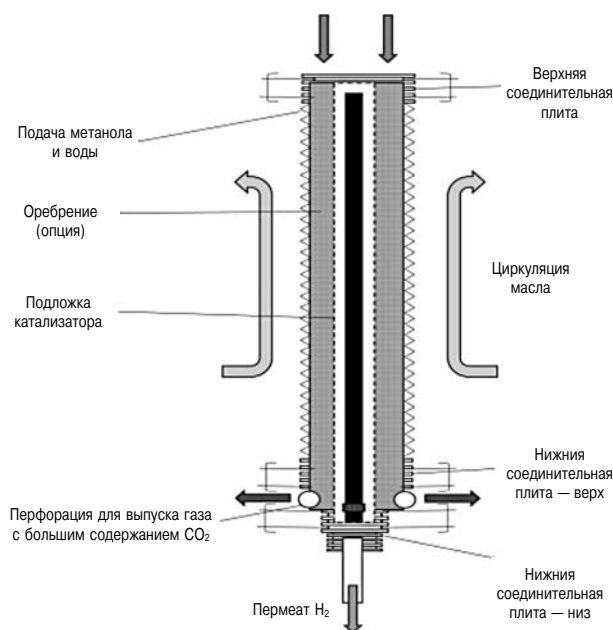


Рис. 7. Схема элемента мембранного реформера

GmbH и будет встроен в демонстрационную систему в качестве важнейшей ее части.

5.3. WP4: Двигатель H2 IC

В пропульсивной системе, построенной по принципу HyMethShip, будет использован двигатель внутреннего сгорания, который сможет работать на различных видах топлива, включая HFO, MDO, дизель и метанол. Это означает, что обычный дизельный или газовый двигатель может быть адаптирован для применения системы HyMethShip, получая при этом возможность работать на HFO, MDO, дизеле и метаноле. Основным источником энергии для двигателя будет водород из метанолового реформера, однако при этом сохранится возможность работы на обычном топливе в экстренных случаях или в режиме пуска/прогрева реформера и CCS.

Рассматриваются два возможных варианта организации подачи топлива в двигатель. В первом варианте водород непосредственно из реформера под давлением 1–2 МПа подается в камеры сгорания на такте сжатия. Прямой впрыск водорода повышает коэффициент наполнения цилиндров и снижает риск обратного удара с воспламенением газа во впускном ресивере, что характерно для двигателей с внешним смесеобразованием при впрыске газа с высоким содержанием водорода через окна в цилиндрах двигателей. Вместе с тем, широкий диапазон соотношения воздух–топливо при сгорании водорода увеличивает риск детонации водородно-воздушной смеси в горячих точках камеры сгорания. Для прямого впрыска водорода будет разработана технология топливоподачи на базе электромагнитных клапанов последнего поколения, используемых для впрыска природного газа, с учетом специальных требований к двигателю с системой HyMethShip (конфигурация и настройка электромагнитных клапанов, а также создание специальных покрытий). Согласно другому варианту подача водорода происходит через окна в цилиндрах, что может способствовать улучшению смесеобразования и расширить возможности для оптимизации параметров метанолового реформера и двигателя. В качестве прототипа может быть использована существующая система впрыска для газовых двигателей.

В современных судовых двухтопливных двигателях в качестве резервного варианта предусмотрена возможность работы в чисто дизельном режиме. Аналогичное решение может быть использовано и в HyMethShip. Воспламенение гомогенной водородно-воздушной смеси достигается за счет пилотного впрыска дизельного топлива в конце такта сжатия. В цилиндре современного двухтопливного двигателя обычно устанавливается две форсунки — для работы соответственно в

«газовом» и «дизельном» режимах. В нашем случае для экономии места в головке цилиндра предпочтительно использовать одну форсунку среднего давления с широким диапазоном дозирования. Такая форсунка должна обеспечить точное дозирование цикловой подачи дизельного топлива в диапазоне от 1 до 100 %.

Концепция HyMethShip допускает также другой вариант двухтопливного двигателя, в котором метанол играет роль запасного топлива. При этом свеча зажигания будет использоваться для воспламенения, как водорода, так и метанола. Последний вариант имеет преимущество, состоящее в снижении выбросов NO_x , SO_x и частиц. Кроме того можно будет сократить объем расходных емкостей, так как не потребуется бункеровка дизельного топлива. Недостатки этого варианта — снижение приемистости двигателя и тот факт, что перевод судового двигателя на метанол пока что рассматривается скорее как экзотика, и еще неизвестно, как отнесутся к этому судовладельцы и операторы. Выбор запасного топлива будет зависеть от мощности двигателя, типичных рабочих режимов и располагаемого места.

Помимо привода гребного вала и/или генераторов, двигатель должен обеспечить тепло для выработки водорода. Это тепло (отработавших газов или воды из системы охлаждения) будет использовано в процессе парового реформинга метанола и в абсорбционном холодильнике, что влечет за собой дополнительные требования к организации рабочего процесса. Стехиометрия смеси, степень сжатия и фазы впрыска должны быть подобраны таким образом, чтобы энтальпия отработавших газов была достаточной для работы CCS, а система турбонаддува, выпускные клапаны и выпускной тракт были защищены от перегрева.

Проектирование рабочего процесса выполняется с нульмерного моделирования сгорания и одномерного моделирования характеристик процесса с учетом имеющегося опыта работы двигателей большой мощности на водороде. Конфигурация двигателя, в том числе фазы работы клапанов, степень сжатия и геометрия камеры сгорания, должна быть оптимизирована таким образом, чтобы выполнялись проектные требования к полезной мощности, КПД и уровню вредных выбросов двигателя.

Принятая концепция рабочего процесса в сочетании с вновь разработанной технологией впрыска водорода будет испытана на одноцилиндровом отсеке двигателя. Такие параметры, как фазы впрыска, степень сжатия и фазы работы клапанов будут оптимизированы с учетом особенностей работы на водороде и выбранном запасном топливе. Высокоэффективная работа на водороде

позволит существенно снизить уровень вредных выбросов по сравнению с лучшими мировыми образцами дизелей, включая уровень утечек углеводородов (GHG). Выбросы NO_x могут быть минимизированы за счет «внутренних» мероприятий, например, обеднения смеси.

Последний этап проектирования рабочего процесса — перенос отработанной на отсеке технологии на развернутый многоцилиндровый двигатель (MCE), включая проверенную концепцию рабочего процесса и компоненты с характеристиками, соответствующими требованиям к многоцилиндровой машине, в том числе турбокомпрессор, системы топливоподачи и смесеобразования. Кроме того, система управления двигателем должна быть доработана таким образом, чтобы обеспечить работу двигателя на различных топливах и водороде.

5.4. WP5: Бортовое хранилище метанола/ CO_2

Метанол может храниться на судне в тех же танках, которые используются для хранения морского дизельного топлива. Однако, поскольку температура вспышки метанола ниже 60°C необходимо будет обеспечить соответствие требованиям документа IGF (International Code of Safety for Ships Using Gases or Other Low-Flashpoint Fuels) («Кодекс безопасности для судов, использующих газы и другое топливо с низкой температурой воспламенения»). Кроме того, следует учитывать коррозионные свойства метанола. Необходимо также соблюдать следующие требования:

- обязательное наличие в танках защитного слоя из инертного газа;
- обязательное наличие перегородки между хранилищем и другими помещениями;
- обязательное наличие вентиляции в насосном отсеке;
- обязательное использование топливных магистралей с двойными стенками;
- обязательное наличие гальванической (катодной) защиты.

CO_2 может храниться в жидком виде (при температуре порядка -40°C и давлении порядка 1 МПа), как на танкерах, перевозящих CO_2 в качестве груза.

В ходе настоящего проекта будет разработана концепция системы бортовых хранилищ метанола и CO_2 с соответствующим технико-экономическим обоснованием. В состав системы войдут танки, оборудование управления и маршрутизации потоков (насосы, клапаны, трубопроводы и т. п.) мониторинга и безопасности (датчики, сигнализация и т. п.). Также будут исследованы все аспекты возможного взаимодействия/реакции между CO_2 и метанолом во всем диапазоне рабочих условий (температура -55 до 30°C и

давление от 0,1 до 1 МПа). Будут определены оптимальные условия хранения и учтены все критически важные технологические процедуры и мероприятия, в том числе:

- бункеровка метанола во время выгрузки CO₂;
- транспортировка (закачка в реформер) метанола;
- транспортировка CO₂ (для охлаждения и сжижения);
- закачка CO₂ (подпитка, охлаждение танка, заполнение);
- предотвращение гальванической коррозии.

В целях снижения затрат и экономии судового пространства будет рассмотрена возможность использования одних и тех же танков для метанола и сжиженного CO₂. Этой же цели служит модульный принцип построения системы с максимальным использованием коммерчески доступных на сегодняшний день компонентов, а также сравнение принципов совместного и раздельного (в разных отсеках) хранения реагентов.

Тесты стационарного действующего (демонстрационного) макета будут включать проверку функциональности разработанных технологий сжижения и временного хранения собранного CO₂.

5.5. WP6: Мероприятия по обеспечению безопасности на судне/на берегу

Практически любая инновационная и достаточно сложная технология влечет за собой новые угрозы и риски, которые не должны приводить к нарушению безопасности. В проект HyMethShip включены разделы, посвященные четкой идентификации опасностей, оценке и управлению рисками, с целью создания принципиально безопасных систем. Должны быть предусмотрены надежные и эффективные мероприятия по ослаблению последствий проектных аварий.

В этой области действует множество стандартов и нормативов как национальных, так и международных организаций, в том числе Американского Общества Инженеров-Механиков (ASME), Ассоциацией Фирм по Работе со Сжатыми Газами (CGA) и Международной Организации по Стандартизации (ISO). В то же время применение альтернативных энергоносителей для судовых двигателей является делом относительно новым, и специальных стандартов для них или не существует, как в случае с водородом, или требования к ним отданы на усмотрение ИМО, как в случае с метанолом. Некоторые релевантные указания можно заимствовать из кодекса IGC, который устанавливает правила морской перевозки газов, в том числе и CO₂. Требования к перевозке сжиженного водорода в грузовых танках в 2016 г. обсуждались подкомитетом ИМО, который принял промежуточную резолюцию по данному вопросу. Кроме того, некоторые сведения

можно почерпнуть из документа IGF «International Code of Safety for Ships Using Gases or Other Low-Flashpoint Fuels», который пересматривается с учетом возможного использования метанолового топлива.

Согласно процедуре «идентификации опасностей» (HAZID) по ISO 31000:2009 и ISO 31010:2010 будут определены опасности, связанные с проектированием и применением технологии HyMethShip, с оценкой соответствующих рисков. Критерии оценки рисков будут основаны на «устоявшейся практике» основных промышленных отраслей, и должны быть согласованы с правительствами и другими надзорными органами, действующими в области безопасности и здравоохранения.

Для определения основных потенциальных опасностей, был проведен предварительный обзор HAZID на основе эскизного проекта системы HyMethShip. Вся система была разбита на узлы, и каждый ее компонент оценивался с точки зрения таких потенциальных опасностей, как механические повреждения, утечки, взаимное загрязнение потоков жидкостей, а также опасностей общего характера, возникающих в результате непредвиденных событий. Предложены способы снижения вероятности подобных рисков за счет изначально более безопасной конструкции. По результатам рабочего проекта будет составлен окончательный обзор HAZID.

После этого будет выполнено технико-экономическое обоснование предлагаемых технологий в части потенциальных опасностей и работоспособности (HAZOP) согласно МЭК 61882:2001. При этом будут определены опасности, связанные с работоспособностью предлагаемых систем при интеграции с существующими судовыми системами.

Кроме того необходим анализ нестыковок с существующими стандартами, действующими в области судостроения, и определен объем дальнейших работ, касающихся нормативной базы в части использования метанола, водорода и CO₂. В результате будет создана сводная библиотека стандартов по проекту и требованиям к подготовке плавсостава с учетом специфики получения водорода из метанола в судовых условиях, улавливания CO₂ и обращения с водородом.

5.6. WP7 & 8: Экономическая и экологическая оценка

Оценка жизненного цикла (LCA — life cycle assessment) и оценка затрат в течение жизненного цикла (LCC — life cycle costing) являются признанными методами оценки соответственно экобаланса и экономической эффективности проекта. Традиционно LCA рассматривает только

вопросы воздействия проекта на окружающую среду, не касаясь экономических или социальных аспектов.

Что касается проекта HyMethShip, то LCA будет дополнена анализом стоимости жизненного цикла, в соответствии с современными тенденциями оценки устойчивого развития жизненного цикла, включающей также экономические или социальные аспекты.

В зависимости от определения жизненного цикла, концепция сбора данных в течение всего жизненного цикла, касающихся всех затрат, вредных выбросов, использования энергии и сырья, может включать:

- проектирование и изготовление судна: капитальные затраты (включая оборудование, трубопроводы, системы безопасности), а также все связанные с ними данные по затратам для снижения вредных выбросов, использованию энергии и сырья;

- эксплуатация судна (за исключением использования топлива): эксплуатационные расходы, стоимость запчастей, техобслуживания, использования энергии и сырья;

- распределение и производство топлива: затраты на топливо, платежи за вредные выбросы, использование энергии и сырья;

- стоимость списания судна: расходы, связанные со списанием судна, в том числе на вывод из эксплуатации, утилизацию, вредные выбросы, использование энергии и сырья.

В определении цели и области применения LCC/LCA описывается система, о которой идет речь, и причина ее оценки. Цель может включать, например, предполагаемое назначение системы и причины ее оценки, а также географические границы применимости и горизонт прогнозирования. Могут быть определены категории вредных выбросов и воздействия на состояние окружающей среды, представляющие наибольший интерес. Предварительная область применимости HyMethShip будет определена, главным образом, исходя из жизненного цикла топлива. Для сравнения будут также выбраны альтернативные технологии, граничные условия и функциональные единицы.

5.6.1. Экономическая оценка

Задачи LCC — оценить экономический эффект от применения системы HyMethShip для выбранного типа судна, на этапе проектирования и изготовления собрать данные, необходимые для минимизации стоимости жизненного цикла, и определить, какие категории судов и области их использования наиболее предпочтительны с точки зрения экономической эффективности. LCC включает все затраты на изделие или сервис в течение всего жизненного цикла.

Капитальные затраты (куда входит оборудование, трубопроводы, системы аварийной защиты и т. п.) и все связанные с ними расходы (доставка, монтаж, страховка и т. п.) будут рассчитаны участниками проекта или получены от заинтересованных сторон, не являющихся участниками проекта.

В число эксплуатационных расходов входят, в частности, стоимость топлива, запчастей, техобслуживания и подготовки плавсостава. Будет произведен сравнительный расчет расхода топлива для системы HyMethShip других современных импульсивных систем с учетом вероятных режимов работы выбранного для проекта HyMethShip судна.

Все собранные данные необходимы для построения модели жизненного цикла, на основании которой будет оцениваться экономическая целесообразность концепции HyMethShip. Все затраты в течение жизненного цикла для различных вариантов будут сопоставляться по чистой приведенной стоимости (NPV — net present value). Модель будет использоваться в анализах чувствительности и сценариях минимизации стоимости жизненного цикла. При оценке затрат на топливо будут сравниваться различные варианты локализации его производства с учетом стоимости электроэнергии на производство метанола. Важные переменные параметры при оценке затрат на топливо — капитальные затраты на электролизер, тип электролизера, стоимость синтеза топлива, и т. п.

5.6.2. Экологическая оценка

Задача LCA — оценить все факторы, связанные с потенциальным ущербом для окружающей среды в течение всего жизненного цикла. Подобный глобальный подход — важнейший момент LCA, который исключает возможность смещать область ответственности с одной экологической проблемы на другую, с одной фазы жизненного цикла — на другую, и с одного региона — на другой. Задачи LCA — проверить экологический эффект от применения системы HyMethShip для выбранного типа судна, собрать на этапе проектирования и изготовления данные, необходимые для минимизации экологического ущерба за весь период жизненного цикла, и определить, какие категории судов и области их применения наиболее подходят для HyMethShip с точки зрения экологии.

Оценка жизненного цикла будет проводиться в соответствии со стандартами ISO4040/44. При этом рассматриваются все фазы жизненного цикла, но основное внимание уделяется периоду эксплуатации. Оценка КПД и вредных выбросов проводится на основании результатов настоящей разработки, анализа конструктивных решений

данного проекта в сравнении с другими типами судов и результатов испытаний прототипа. Предыдущие LCA судовых топлив показали важность охвата всего жизненного цикла для оценки экологических показателей при использовании того или иного топлива. Оценивается несколько возможных вариантов маршрутизации потоков е-метанола для выбора наиболее экономичного варианта. Выбросы от оборудования, связанного с производством и доставкой топлива, оцениваются на основании информации, полученной от производителей и дистрибьюторов топлив, а также из открытых литературных и научных источников. Все собранные данные будут использованы при построении модели жизненного цикла, на основании которой оценивается экологическая эффективность концепции HyMethShip.

При оценке экологического ущерба количественные значения выбросов того или иного химического элемента будут классифицироваться в соответствии с категориями наносимого ущерба. Например, выбросы парниковых газов входят в категорию индикаторов глобального потепления. Модель будет использоваться для анализа чувствительности и в сценариях минимизации экологического ущерба от HyMethShip на протяжении всего жизненного цикла.

5.7. WP9: Конструкция судна/системная интеграция

В ходе проекта HyMethShip будет создан рабочий проект определенного судна, использующего систему HyMethShip, который станет практическим образцом интеграции и работы данной системы на реальном объекте. Результаты исследования данной технологии и проблем, связанных с ее применением на выбранном судне, могут быть использованы при разработке аналогичных проектов для других типов судов. Предусмотрен подробный анализ данных от системы автоматической идентификации (AIS — automatic identification system) в европейских зонах ЕСА для того, чтобы выбрать наиболее подходящие типы судов и рынки, с которых целесообразно начать практическое применение системы HyMethShip.

Ожидается, что система HyMethShip будет применима для судов различного типа, поскольку она строится на базе обычного судового двигателя внутреннего сгорания. При этом к основному оборудованию добавляется реформер и танк для хранения CO₂, которые, скорее всего, будут находиться в помещении под палубой. Они незначительно повлияют на грузоподъемность (в смысле полезного груза) и пассажироместимость, поскольку предполагается, что упомянутое оборудование займет место устройств топливпод-

готовки и очистки ОГ (которые при использовании системы HyMethShip не понадобятся). Система HyMethShip сможет найти применение на пассажирских судах, паромов, сухогрузах типа RoRo, контейнеровозах, танкерах, автобусах и крупных судах обеспечения нефтяных платформ.

В числе первых потребителей данной системы окажутся суда, работающие в пределах зон регулируемых выбросов, включая внутренние водные пути, где действуют более жесткие экологические стандарты, и в тех областях, где требование снижения вредных выбросов — наиболее критично. Отдельные страны могут устанавливать более жесткие нормативы для некоторых видов транспортных средств, например, дорожных паромов, являющихся частью национальной транспортной системы. Например, правительство Норвегии разработало национальный транспортный план (Norwegian National Transport Plan 2018–2029), в соответствии с которым для новых паромов, включенных в национальную транспортную систему, вводится требование малых или нулевых выбросов. Согласно этому плану к 2030 г. указанному требованию должны отвечать не менее 40 % судов, работающих на местных линиях. Еще один пример — Швеция. Организация «Шведские Дорожные Паромы» (Swedish Road Ferries) заказала исследование возможности снижения выбросов от паромов, по сравнению с 2011 г., на 15 % — к 2020 г., и на 30 % — к 2030 г. Наибольшую выгоду от HyMethShip прежде всего получают суда, работающие в зонах действия более жестких экологических нормативов, поскольку им придется инвестировать в технологии снижения вредных выбросов.

Поскольку в состав системы HyMethShip включены емкости для приема CO₂ и для ее работы необходимо снабжение метанолом из береговых хранилищ (в идеальном случае, полученным из собранного CO₂), то, вероятнее всего, первыми потребителями данной системы станут суда снабжения, работающие на постоянных рейсах (паромы, пассажирские лайнеры) или вне порта регистрации (вспомогательные и рабочие суда). В ближайшем будущем, однако, следует ожидать, что многие порты обзаведутся собственной инфраструктурой для хранения и распределения CO₂, поскольку многие отрасли промышленности, работа которых связана с выбросами CO₂, будут вынуждены их снижать, а потребность в сборе и хранении CO₂ будет возрастать. Ввиду роста потребности в метаноле для двигателей судов, использующих систему HyMethShip, углекислота может быть использована для производства метанола.

Тип судна и характер рейсов определяют требования к установке системы HyMethShip

на судно, в том числе требования к организации топливоподачи, хранению CO_2 , способа подачи воды к агрегату выработки топлива, к интеграции систем управления и обеспечения безопасности. Кроме того, должны быть определены требования к двигателю при его работе в различных режимах — крейсерском, при маневрировании, и на холостом ходу, а также требования к резервированию, надежности и переключению между разными видами топлива. Для судовой системы, в отличие от стационарной демонстрационной установки (WP10), требования будут несколько иными, учитывая такие факторы, как действующие нормативы, условия окружающей среды (температурный диапазон), а также режим движения судна.

Чтобы определить условия работы HyMethShip и эталон для сравнения, необходимо знать параметры эксплуатации судна, в том числе вид груза (грузовое, пассажирское), профиль эксплуатации, профиль нагрузки (% времени при работе на крейсерском режиме, в режиме маневрирования и на холостом ходу), а также КПД, стоимость и экологические характеристики современной системы обычного типа, принятой за эталон.

Рабочий проект судна, приспособленного для применения системы HyMethShip, должен включать спецификацию компонентов системы, расположение танков, расчеты устойчивости, вентиляции, систем датчиков, пожаротушения, трубопроводов и насосов. Применительно к судну с установкой системы HyMethShip необходима оценка влияния таких факторов, как водяной балласт, перевозка пассажиров и груза, бункеровка топлива и выгрузка CO_2 , а также возможные изменения других судовых систем; рассмотрен годовой профиль эксплуатации, включающий зимние и летние условия.

5.8. WP10: Демонстрация системы

Данный рабочий пакет включает проектирование системы и создание демонстрационной установки в почти полностью собранном виде, установку компонентов и подсистем, детально разработанных в составе пакетов WP2— WP5. При проектировании демонстрационной установки и при разработке аппаратного и программного обеспечения будут использованы инструменты CAD, а также моделирование процессов и систем.

Разработчиками выполнена оценка рисков на уровне пропульсивной установки, позволяющая определить устройства и контуры безопасности, необходимые для работы демонстрационной установки, разработан план испытаний, содержащий требования к определению критериев приемки/браковки по каждому виду испытаний.

После предъявления демонстрационной установки (в том числе всех ее подсистем) будет выполнен первый функциональный тест для проверки всех основных рабочих характеристик системы, а также для настройки и — при необходимости — корректировки параметров управления. На следующем этапе демонстрационная установка будет использована для оценки качества системы в целом, в соответствии с критериями, предусмотренными планом испытаний, и для проверки взаимодействия всех ее подсистем. Предусмотрено проведение ресурсных испытаний длительностью 150 часов.

И наконец, на основании результатов испытаний будут обновлены математические модели системы. По завершении демонстрационного этапа будет проведена инспекция критически важных деталей для оценки их износа, выявления потенциальных отказов и внесения возможных изменений в конструкцию.

6. Выводы

Система HyMethShip представляет принципиально новую технологию выработки энергии для приведения судна в движение. В ней используется исключительно возобновляемая энергия, к тому же она позволяет радикально снизить выбросы CO_2 в атмосферу. Область применения HyMethShip не ограничивается каким-либо определенным типом судов, более того, система может использоваться для модернизации существующих старых судов.

Выбросы парниковых газов от любого судна, оборудованного системой HyMethShip, будут на 97 % меньше, чем от аналогичного судна с традиционной пропульсивной установкой, а уровень вредных выбросов (SO_x , NO_x , PM) практически будет равен нулю.

Судя по всему, в ближайшем будущем нормы допустимых выбросов CO_2 будут ужесточены, что еще раз подчеркивает важность поиска инновационных решений.

Консорциум HyMethShip имеет все предпосылки для того, чтобы успешно решить поставленную задачу, поскольку в число его участников входят судоходная компания, обслуживающая международные линии, одна из крупнейших в мире верфей, классификационное общество, а также ряд исследовательских организаций, университетов и производителей оборудования. Кроме того, во Внешнем Консультативном Совете будет представлен ряд других заинтересованных сторон, которые получают доступ ко всем результатам работы.

Источник финансирования

Настоящий проект финансируется из фонда программы инноваций Евросоюза Horizon 2020, Грант № 768945.

Условные обозначения и сокращения

CCS	Система улавливания CO ₂ (Carbon capture system)
CH ₃ OH	Метанол
CO	Оксид углерода
CO ₂	Двуокись углерода
GHG	Парниковые газы (Green house gas)
H ₂	Водород
H ₂ O	Вода
HAZID	Идентификация опасностей (Hazard identification)
HAZOP	Изучение потенциальных опасностей и работоспособности (Hazard and operability study)
HFO	Тяжелое топливо (Heavy fuel oil)
LCA	Оценка жизненного цикла (Life cycle assessment)
LCC	Оценка затрат в течение жизненного цикла (Life cycle costing)
LNG	Сжиженный природный газ (Liquefied natural gas)
MCE	Многоцилиндровый двигатель (Multi-cylinder engine)
MDO	Судовое дизельное топливо (Marine diesel oil)
NO _x	Оксиды азота
NPV	Чистая приведенная стоимость (Net present value)
PM	Частицы (Particulate matter)
SCE	Одноцилиндровый отсек (Single cylinder engine)
SO _x	Оксиды азота
ΔH _r	Энтальпия реакции

Литература

1. International Maritime Organization 2008. Amendments to the annex of the protocol of 1997 to amend the international convention for the prevention of pollution from ships, 1971, as modified by the protocol of 1978 relating thereto (revised MARPOL Annex VI). accessible on the internet: [http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/Documents/MEPC.176\(58\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.176(58).pdf), accessed on: 2017-11-04
2. International Maritime Organization 2016. MEPC 69/7/3 Reduction of GHG emissions from ships. 26.2.2016, available on the internet: <https://www.cleanshipping.org/download/MEPC-69-7-3-An-appropriate-IMO-response-to-the-Paris-Agreement-CSC.pdf>

3. Brynolf S. 2014. Environmental assessment of present and future marine fuels. Doctor of Philosophy, Chalmers University of Technology.

4. Lowell, D., Wang, H. and Lutsey, N. 2013. Assessment of the fuels cycle impacts of liquefied natural gas as used in international shipping. The International Council on Clean Transportation

5. Thomson H., Corbett, J.J. and Winebrake, J.J. 2015. Natural gas as a marine fuel. Energy Policy, 87, 153–167.

6. Bengtsson, S., Andersson, K. and Fridell, E. 2011. A comparative life cycle assessment of marine fuels; liquefied natural gas and three other fossil fuels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 225, 97–110.

7. Bengtsson, S., Fridell, E. and Andersson, K. 2012. Environmental assessment of two pathways towards the use of biofuels in shipping. Energy Policy, 44, 451–463.

8. Brynolf, S., Fridell, E. and Andersson, K. 2014. Environmental assessment of marine fuels: liquefied natural gas, liquefied biogas, methanol and bio-methanol. Journal of Cleaner Production, 74, 86–95.

9. The European Commission 2011. White Paper Roadmap to a Single European Transport Area - Towards a competitive and resource efficient transport system. COM/2011/144 final, Brussels 2011, accessible on the internet: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=CELEX:52011DC0144>

10. International Maritime Organization 2018. MEPC.304(72) Initial IMO strategy on reduction of GHG emissions from ships. accessible on the internet: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/GHG-Emissions.aspx>, accessed on: 2019-02-05

11. The European Commission 2013. Communication From The Commission To The European Parliament, The Council, The European Economic And Social Committee And The Committee Of The Regions Clean Power for Transport: A European alternative fuels strategy. COM/2013/017 final, Brussels 2013, accessible on the internet: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=CELEX:52013PC0017>

12. The European Parliament and the Council of the European Union 2014. Directive 2014/94/EU of the European Parliament and of the Council of October 2014 on the deployment of alternative fuels infrastructure. Official Journal of the European Union, L 307/1.

ВОДОРОД – ТОПЛИВО ДЛЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БУДУЩЕГО

Stephan Laiminger, Michael Url,
Martin Schneider, Klaus Payrhuber,
INNIO Jenbacher GmbH & Co OG

Введение

Климат Земли меняется, причем скорость этих изменений заметно растет. Содержание CO_2 в земной атмосфере уже превысило отметку 400 ppm. Это означает необходимость ограничения выбросов CO_2 во избежание роста температуры атмосферы вследствие глобального потепления. Хотя существуют разные прогнозы, описывающие накопление в атмосфере парниковых газов (GHG) и соответствующие изменения климата, целесообразно сократить использование минеральных топлив и долю углеродной энергетики. Чтобы держать под контролем глобальные изменения климата в условиях непрерывного роста потребности в энергии, необходимо обеспечить снижение выбросов GHG в процессе производства энергии, а также потерь энергии на в сфере потребления. Международное Энергетическое Агентство (IEA) разработало сценарий снижения выбросов CO_2 , необходимого для того, чтобы к 2100 г. рост температуры не превысил $+2^\circ\text{C}$ (рис. 1). Свой вклад в эту программу, включившись в движение за переход к возобновляемой энергии, новым топливам и повышению энергоэффективности, может внести и «INNIO Jenbacher». Повышение КПД газовых двигателей и одновременное сокращение выбросов GHG «Jenbacher» обеспечивает за счет когенерации, т. е. комбинированного производства тепловой и механической энергии (CHP — combined heat and power). Замена угольной электростанции современными газовыми двигателями, работающими по принципу CHP, позволит сократить выбросы CO_2 примерно на 70 %. Кроме того, двигатели INNIO способны работать на различных топливах, в том числе неминерального происхождения. В принципе, газовый двигатель может использовать любой горючий газ в качестве топлива. Если говорить о

возобновляемой энергии, то это прежде всего биогаз. Следует также отметить, что газовые двигатели обладают высокими динамическими характеристиками, что позволяет стабилизировать параметры сети, пользуясь при этом газом как источником возобновляемой энергии. Следует отметить, что позитивный эффект снижения вредных выбросов может быть заметно ослаблен выбросами GHG прежде всего метана, поэтому его утечки должны быть сведены к минимуму. Переход на природный газ сокращает выбросы CO_2 по сравнению с дизелем на 25 %. Замена старой угольной электростанции современной электростанцией с газовыми двигателями CHP дает сокращение выбросов CO_2 до 70 %. Газовый двигатель хорошо приспособлен для превращения энергии отходящих газов или биогаза в тепло и электричество, что в принципе позволяет сократить выбросы CO_2 на 100 %. Таким образом, перевод двигателя с дизеля на газ, утилизация энергии газообразных отходов и повышение КПД — это шаги в направлении улучшения качества природной среды.

Волатильность возобновляемой энергии поднимает вопрос о способах ее хранения. Если потенциальная электроэнергия хранится в виде H_2 , то в газовых двигателях целесообразно использовать газ с высоким содержанием H_2 . Двигатели INNIO это допускают.

Декарбонизация

Уход от использования минерального топлива, так называемая декарбонизация, становится одной из самых «горячих» тем мировой печати.

Дорожный транспорт является одним из главных источников выбросов CO_2 , поэтому столь пристальное внимание привлекает все, что связано с электромобилями.

В последнее время появился ряд исследований, посвященных возможности 100 %-ной, декарбонизации. В одном из таких исследований, результаты которого опубликованы FVV [3], описаны три возможных сценария реализации этой идеи (рис. 2). Электромобиль может приводиться в движение электродвигателем, питающимся от аккумуляторной батареи либо от водородной топливной ячейки, или же обычным двигателем внутреннего сгорания, работающим на Е-топливе. Следует оговориться, что, согласно упомянутому исследованию, существующие аккумуляторные батареи пригодны только для легкового автотранспорта. Что касается грузовиков, то они могут получать питание от контактной сети, подобно троллейбусу.

Далее рассмотрим вопрос перехода на другое топливо — не только с угля или дизеля на газ, но и с природного газа на другое топливо. При этом надо помнить, что ключевым условием устойчивого снижения выбросов GHG является декарбонизация.

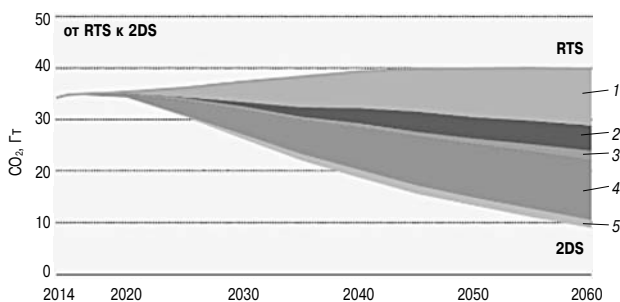


Рис. 1. Необходимые мероприятия по снижению выбросов CO_2 до 2060 г. [7]:

1 — возобновляемые 35 %; 2 — CCs 14 %; 3 — смена топлива 5 %; 4 — КПД 40 %; 5 — ядерная 6 %

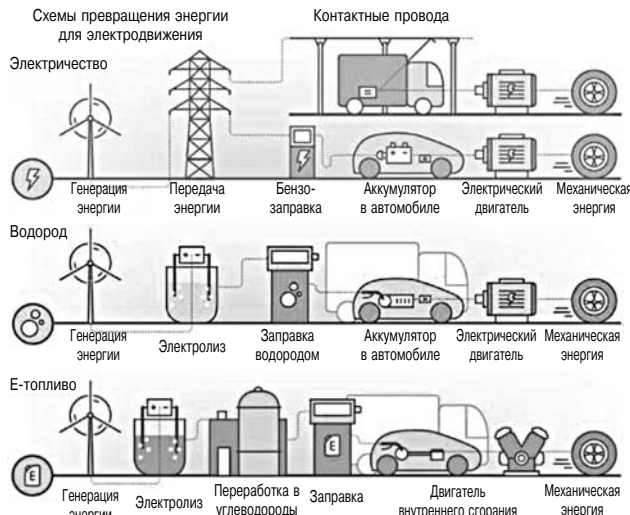


Рис. 2. Концепции применения Е-топлива на транспорте [3]

Для электродвижения требуется непрерывная подача электроэнергии либо от аккумуляторов с подзарядкой, либо от контактной сети через токосъемник. Транспортное средство должно иметь хранилище водорода или синтетического топлива — на тот случай, когда источники возобновляемой энергии (вода, ветрогенератор или солнечная батарея) временно недоступны. Важнейшим условием устойчивой декарбонизации является эффективный и экономичный способ хранения электроэнергии. По мнению FVV (Fraunhofer Verbund Verkehr), для эффективной декарбонизации какой-либо одной из упомянутых выше технологий недостаточно, требуется сочетание всех трех. Для этого понадобится инфраструктура для H_2 как необходимое условие непосредственного использования Е-топлива и H_2 в транспортных двигателях. Вполне возможна также подкачка H_2 в трубопроводы природного газа, что позволило бы использовать существующие емкости для хранения избытка H_2 до завершения создания отдельной инфраструктуры. Это побудило бы потребителей работать на смеси природного газа и H_2 . В любом случае возобновляемая энергия, в конце концов, преобразуется в электрическую энергию, которая может использоваться для компенсации временно возникающего дефицита энергии солнца или ветра.

Хранение энергии

Ввиду волатильности источников возобновляемой энергии, таких как солнце или ветер, основной проблемой при ее использовании является технология хранения. Потребление энергии носит круглогодичный характер, что означает необходимость длительного хранения огромных запасов энергии, расходуемых в зависимости от сезона. Сравнение различных технологий показано на рис. 3. Чтобы сдвиг в сторону возобнов-

ляемой энергии носил устойчивый характер, необходимо обеспечить сезонное хранение огромных энергетических запасов. Аккумуляторные батареи могут сохранять, самое большее, однодневный запас энергии. Сезонное хранение должно быть так или иначе ориентировано на H_2 , по крайней мере, в качестве промежуточного продукта. Даже при наличии хранилищ в виде высотных баков, куда вода закачивается насосами, или емкостей со сжатым воздухом, солнечная энергия не может использоваться летом и храниться всю зиму.

Во всех рассматриваемых технологиях хранения речь идет о водороде, получаемом с помощью электролиза воды. H_2 может либо храниться непосредственно в подземных хранилищах, либо подмешиваться в распределительную сеть природного газа, которая в результате будет транспортировать к потребителю смесь природного газа и H_2 . В настоящее время разрешено подмешивать в природный газ до 5 % H_2 , но в ближайшем будущем возможно повышение данного лимита до 10 %. Впоследствии возможно дальнейшее повышение допустимого содержания H_2 в природном газе, в противном случае необходимо будет строить отдельную систему распределения H_2 . Ожидается, что, по крайней мере, в переходный период H_2 будет подаваться через существующую сеть природного газа.

Имеется также сценарий, состоящий в том, чтобы конвертировать H_2 в синтетический природный газ (SNG — synthetic natural gas) или жидкое Е-топливо, что позволит сохранить все существующие инфраструктуры распределения газа и дизеля без изменений. Такой сценарий FVV, показанный на рис. 2, довольно удобный с точки зрения транспортировки. Однако он имеет серьезный недостаток (рис. 4). Помимо высокой

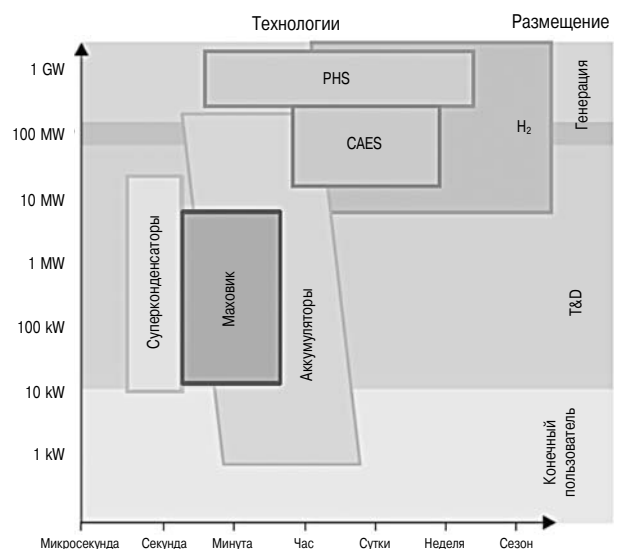


Рис. 3. Хранилища энергии — емкость в зависимости от длительности хранения [2]

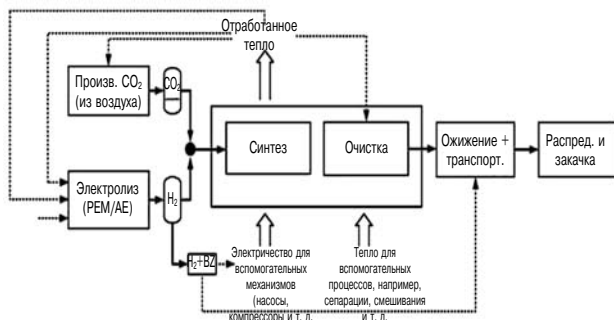


Рис. 4. Схема процесса производства Е-топлива [3]

себестоимости, его реализация невозможна без CO_2 . Несмотря на продолжающийся рост количества углекислого газа в атмосфере, его содержание недостаточно для достижения высокой эффективности сепарации.

Если удастся разработать экономичный способ производства Е-топлива, по своим качествам равноценного дизелю, бензину или природному газу, то будет решено большинство проблем декарбонизации. Уже сейчас работают или проектируются несколько небольших демонстрационных установок для производства Е-топлива. Если удастся их должным образом масштабировать, то это может стать началом массового производства и хранения Е-топлива.

Водород как топливо

От наличия достаточного количества H_2 зависит решение одновременно двух проблем — декарбонизации трафика и долгосрочного хранения энергии. По мере увеличения объема транспортировки H_2 по трубам газопроводов будет возрастать потребность в многотопливных газовых двигателях, способных работать в том числе на H_2 . Поскольку существующие газовые двигатели, как правило, являются многотопливными, возможность использовать в качестве топлива водород, чистый или в смеси с природным газом, представляется вполне реальной. Разумеется, такое топливо не готово к употреблению, поэтому для его подготовки потребуются определенные технологии и оптимизация, чтобы двигатель мог адаптироваться к меняющимся свойствам топлива. В 2015 г. рабочая группа CIMAC WG 17 опубликовала документ Impact of Gas Quality on Gas Engine Performance (Влияние качества газа на показатели газового двигателя). В нем отмечалось, что на качество газа сильно повлияет либерализация газового рынка. Некоторые численные показатели приведены на рис. 5–7.

Предложенные значения числа Воббе (W_s)* для разных странах неодинаковы. При этом ожидается общая либерализация качества газа. Это не означает, что каждый потребитель непременно

* Число Воббе — характеристика, определяющая взаимозаменяемость горючих газов при сжигании, $\text{кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$

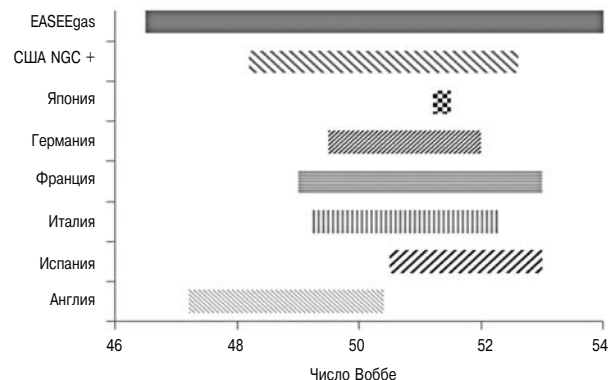


Рис. 5. Фактические значения W_s и правила, действующие в разных странах [1]

столкнется с необходимостью использовать весь диапазон разных газов, поскольку в каждом конкретном месте качество газа может быть относительно постоянным. Для газовых двигателей число Воббе — самый значимый показатель. Такие двигатели, как правило, работают по циклу Отто с искровым зажиганием, и подвержены риску детонации, поэтому более важным показателем для них является метановое число (MN). Метановое число не коррелирует с числом Воббе (см. рис. 6), например, газ с числом Воббе 54 имеет метановое число менее 65, что для большинства газовых двигателей с высоким КПД неприемлемо.

Новые двигатели должны проектироваться с таким расчетом, чтобы они могли работать на разных газах с самыми различными свойствами, хотя это, будет сопровождаться нестабильностью КПД и других показателей двигателя. Но самая большая проблема — это существующий парк двигателей. Газовые двигатели рассчитаны для работы на газе постоянного состава. Следовательно, изменения качества газового топлива вызовут необходимость разработки специальных комплектов для их модернизации, поскольку об остановке производства двигателей не может быть и речи.

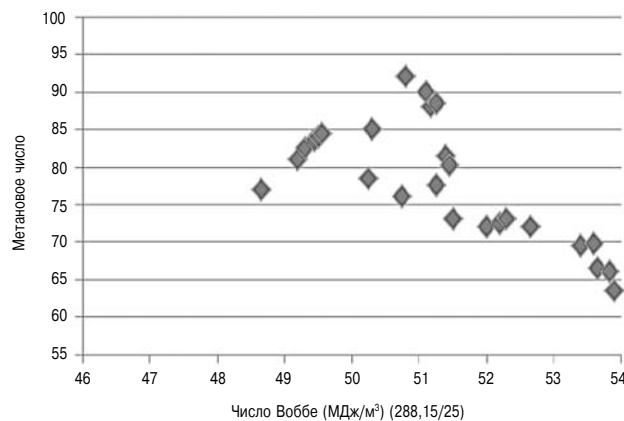


Рис. 6. Соотношение между метановым числом и числом Воббе [1]

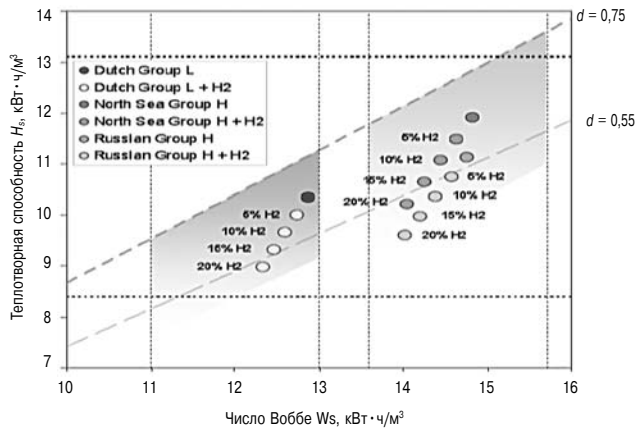


Рис. 7. Влияние водорода на теплотворную способность H_v , W_s и плотность [1]

Например, более высокое содержание углеводородов (C_4 и C_4^+) в природном газе (LNG) с меньшим значением MN, аналогично добавлению водорода к LNG. В настоящее время возможность увеличения допустимой доли водорода в LNG до 10 % обсуждается специалистами, пока же производители газовых турбин и двигателей допускают содержание H_2 в LNG в пределах от 1 до 5 %. Даже при содержании водорода 10 % плотность смеси для некоторых газов выходит за пределы допустимого диапазона $0,55 < d < 0,75$, как показано на рис. 7. Добавление биометана приводит к засорению распределительной сети такими веществами, как силоксаны и сера, оказывающими вредное воздействие на все пользовательское оборудование, в особенности — на газовые двигатели. Появление на рынке H_2 в качестве радикального средства декарбонизации может привести к частым изменениям состава поступающего в двигатель газа. Один из сценариев — хранение H_2 в существующей распределительной сети природного газа (рис. 8). Водород будет производиться в мощных промышленных установках и через сеть поступать к конечным потребителям, или же использоваться в производстве синтетиче-

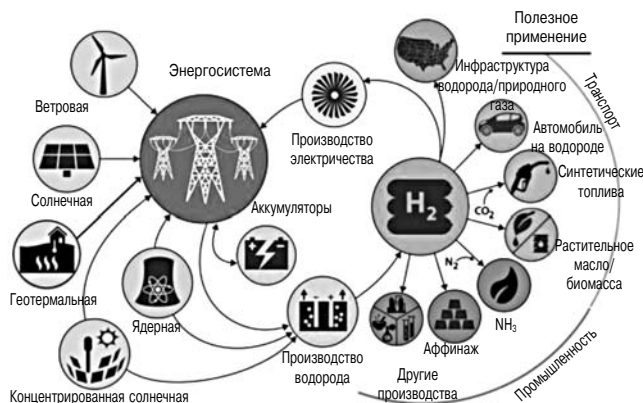


Рис. 8. Производство и использование водорода [4]

еских топлив. Современный газовый двигатель должен допускать работу на газе, содержащем от 0 до 100 H_2 %.

Организация сгорания водорода

INNIO имеет большой опыт работы газовых двигателей Jenbacher на всех видах неприродных газов. В составе некоторых из этих газов, таких как мусорный и шахтный газы, преобладает CH_4 (метан), поэтому их свойства в качестве горючего мало отличаются от природного газа. Другая большая группа газов (например, газы, используемые при газификации и в сталелитейном производстве) имеет в своей основе H_2 и CO . Совокупная наработка двигателей INNIO Jenbacher на этих газах, которые могут содержать до 70 % H_2 , превышает миллион моточасов. Как правило, состав газа на входе конкретной установки достаточно стабилен, поэтому двигатель может быть спроектирован с расчетом на относительно стабильный состав. Если же ожидаются существенные колебания состава газа, то это потребует дополнительных конструкторских решений, и, возможно, определенных компромиссов в части показателей качества двигателя. Несколько примеров использования отходящих газов промышленных установок в газовых двигателях «Jenbacher» показаны на рис. 9. Располагая столь обширным опытом, фирма поставила себе целью создать двигатель с максимальной топливной адаптивностью, т. е. способный работать на газе с содержанием H_2 от 0 до 100 %. Наиболее предпочтительным способом организации рабочего процесса является система прямого зажигания с регулируемым уровнем турбулизации потока в главной камере сгорания, который обеспечивается поршнем специальной формы, разбивающим часть локальных вихрей на входе. Таким образом, стабильное сгорание H_2 достигается за счет качественной организации рабочего процесса, начиная от способа приготовления смеси, движения рабочего заряда, зажигания смеси и кончая управлением процессом горения. Камера сгорания, рассчитанная на использование газа с большим содержанием H_2 , по геометрии отличается от камеры, рассчитанной на горение чистого природного газа.

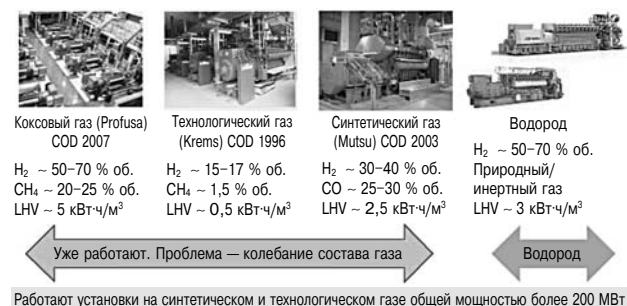




Рис. 10. Пример формы камеры в поршне

Газовые двигатели INNIO, рассчитанные на использование неприродных газов, имеют ряд конструктивных отличий от обычных двигателей, рассчитанных на природный газ. Один из примеров — конструкция поршня двигателя Jenbacher типа 6, показанная на рис. 10. Стандартный вариант поршня имеет либо плоское днище, либо камеру в поршне с незначительным заглублением, а турбулизация смеси достигается за счет форкамеры. Однако для газа с высоким содержанием H_2 вариант с форкамерой не годится. Пример формы камеры в поршне для горения H_2 показан на рис. 10. Конструкция и форма камеры сгорания отрабатывались при исследованиях на одноцилиндровом отсеке (SCE). При увеличении содержания H_2 процесс горения ускоряется, и его эффективность увеличивается.

В этом эксперименте мощность поддерживалась постоянной, что привело к росту максимального давления сгорания (рис. 11). Это означает, что базовая конструкция должна выдерживать высокое давление или двигатель придется дефорсировать. Влияние содержания H_2 на изменение показателей двигателя показано на рис. 12. Основные показатели рассчитаны по результатам испытаний SCE. Очень быстрое сгорание при 50 % H_2 не приводит, однако, к столь же быстрому росту общего КПД двигателя. Чтобы сохранить выбросы NO_x на том же уровне, приходится обеднять рабочую смесь.

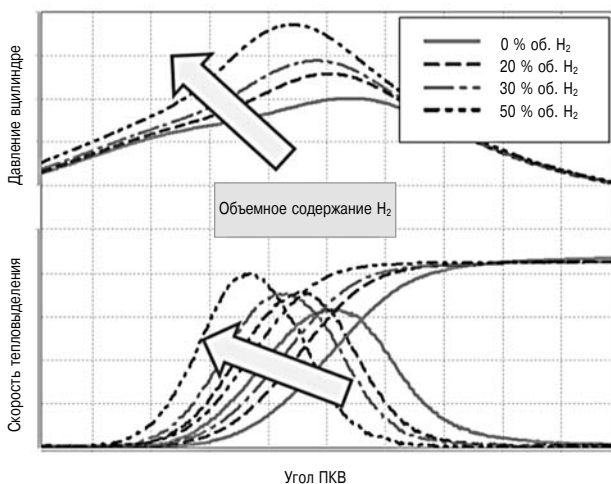


Рис. 11. Скорость тепловыделения при различном содержании H_2

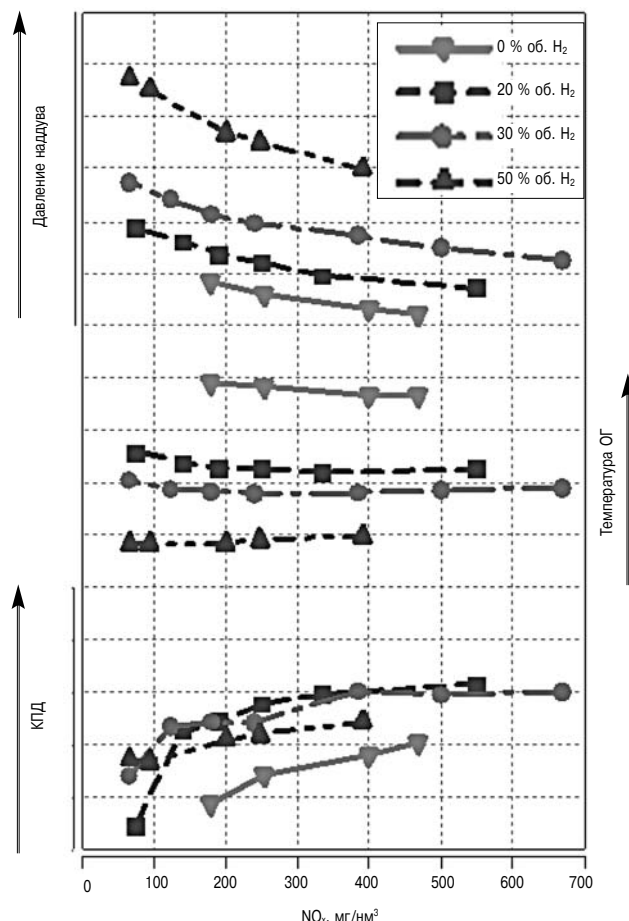


Рис. 12. Показатели двигателя при работе на газах с различным содержанием H_2

Это заставляет повышать давление наддува, что ведет к росту насосных потерь. Последнее обстоятельство сводит на нет выигрыш в КПД, полученный за счет быстрого сгорания. Однако, небольшая добавка H_2 к газу обеспечивает реальный выигрыш в КПД и стабильную работу двигателя с более низким уровнем выбросов NO_x . Особенно ярко выраженное anomalous combustion наблюдалось при работе на газах с высоким содержанием H_2 и/или CO вследствие ускорения сгорания.

На рис. 13 показаны зависимости давления в цилиндре от угла поворота коленвала. Кроме того, показана кривая (1) напряжения зажигания. Видно, что опасность детонации возникает при раннем зажигании (самовоспламенении). Процесс горения при раннем зажигании протекает достаточно быстро, что приводит к чрезвычайно высокому максимальному давлению сгорания. Проблема состоит в том, что при возникновении детонации стандартная система защиты двигателя не в состоянии уловить этот момент, что может привести к тяжелым последствиям. Для безопасной и стабильной работы двигателя необходима система измерения мгновенного значения давления в цилиндре, способная реагировать на пиковое значение давления. Такая система уже несколько

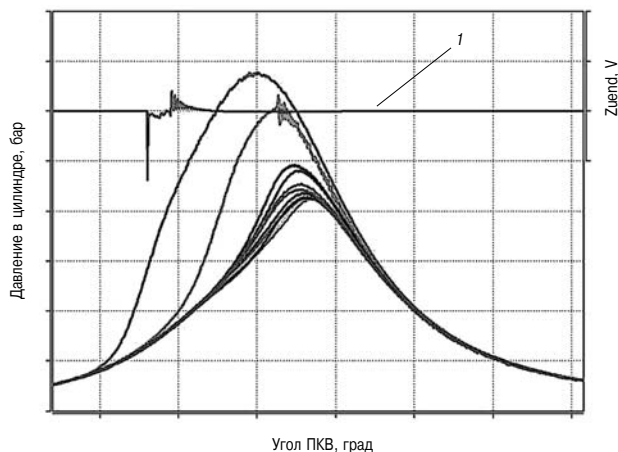
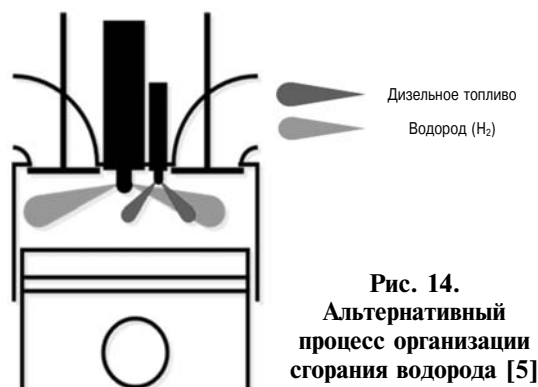


Рис. 13. Аномальное сгорание: как это выглядит



лет применяется в двигателях INNIO Jenbacher типа 6.

Альтернативный способ избежать феноменов аномального сгорания состоит в организации прямого впрыска H_2 в главную камеру сгорания. Воспламенение происходит от свечи зажигания или впрыска небольшой порции пилотного топлива (рис. 14).

Данная концепция — прямой впрыск с альтернативным зажиганием от пилотного топлива — была разработана в рамках исследовательского проекта, выполненного Large Engines Competence Center GmbH (LEC). Этот проект является частью инновационно-исследовательской программы Horizon 2020 по гранту № 768945.

Разумеется, могут быть и другие способы использования H_2 в газовом двигателе. Некоторые из них уже реализованы, другие, вероятно, вскоре появятся.

Примеры реализации

Фирмой INNIO построено множество установок, работающих на газе с добавлением H_2 , например демонстрационная установка P2G в Аргентине. Возобновляемая энергия, полученная от системы ветрогенераторов, хранится в форме H_2 , а в периоды повышенной потребности в энергии H_2 подается в газовый двигатель, где

снова превращается в электроэнергию. Этот двигатель не был предназначен для работы на чистом водороде. В штатном режиме он работает на природном газе. Для демонстрационной установки в топливо добавляется 40 % водорода, в результате чего лишь незначительно снижается мощность. Эта установка уже работает около 10 лет.

Говоря о дальнейшем развитии данной концепции, следует упомянуть проект HyMethShip в рамках программы ЕС Horizon 2020, о которой уже говорилось выше. Энергия хранится в форме метанола (CH_3OH), который получен из водорода, взятого из возобновляемых источников и используемого в замкнутом цикле. Проект LEC подробно описан в докладе 104 CIMAC-2019.

Заключение

Для достижения поставленной цели — 100 % декарбонизации — необходим источник возобновляемой энергии, которого будет хватать более чем на одни сутки. Энергию, предназначенную для сезонного потребления, желательно хранить в химической форме. Такой формой могут быть водород и/или SNG, которые можно либо добавлять в существующую инфраструктуру для природного газа, либо закачивать в подземные хранилища. В периоды дефицита недостающее количество электрической и тепловой энергии может быть получено от газовых двигателей, работающих на смеси водорода и природного газа. Иначе говоря, необходим двигатель, способный работать на газовом топливе, содержащем от 0 до 100 % H_2 . Фирма INNIO обладает технологиями создания такого двигателя, что было подтверждено демонстрационными моделями. Остается вопрос, что делать с парком существующих двигателей.

Условные обозначения

CAES	Хранилище энергии в виде сжатого воздуха (compresses air energy storage)
CCS	Хранилище собранного углерода (Carbon Capture Storage)
CHP	Когенерация (Combined Heat and Power)
GHG	Парниковый газ (Green House Gas)
IEA	Международное энергетическое агентство (International Energy Agency)
NG	Природный газ (Natural Gas)
NNG	Неприродный газ (Non-Natural Gas)
P2G	Мощность — в газ (Power to Gas)
PFP	Максимальное давление сгорания (Peak Firing Pressure)
SCE	Одноцилиндровый двигатель (Single Cylinder Engine)
SNG	Синтетический природный газ (Synthetic Natural Gas)

Литература

1. CIMAC Positioning Paper 07/2015 Impact of Gas Quality on Gas Engine Performance.
2. IEA «Roadmap — Hydrogen and Fuel Cells».
3. FVV — Optionen für eine klimaneutrale Mobilität im Jahr 2050; Energiepfade für den Straßenverkehr der Zukunft.
4. NREL; National Renewable Energy Laboratory.
5. European Union's Horizon 2020 research and innovation program under grant agreement № 768945.
6. IEA «Tracking Clean Energy Progress 2017».

УДК 621.436

Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2020. — № 2. — С. 3–8.

Ключевые слова: V- и W-образные двигатели, главные и прицепные шатуны, равенство хода поршней, графоаналитическое построение КШМ.

Представлен графоаналитический метод построения КШМ V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами, позволяющий создавать условия для достижения одинакового хода поршней, соединенных с главным и прицепным шатунами. Условия достижения равенства хода поршней обеспечиваются за счет выбора геометрических размеров деталей КШМ и взаимного расположения деталей ЦПГ. Предложена математическая формула для расчета и размеров КШМ с одинаковым ходом поршней в цилиндрах с главным и прицепным шатунами виртуального W-образного двигателя. Ил. 7, Библ. 4 назв.

УДК 621.437

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателя роторного двигателя Ванкеля // Двигателестроение. — 2020. — № 2. — С. 9–12.

Ключевые слова: двигатель Ванкеля, фазированный впрыск водорода, повышение экономичности, снижение выбросов углеводородов.

Роторно-поршневой двигатель, выполненный по схеме Ванкеля, обладает малыми габаритами и весом, большой удельной мощностью и является альтернативой традиционным поршневым двигателям. Однако повышенный расход топлива и выбросы несгоревших углеводородов препятствуют их широкому распространению. Устранение отмеченных недостатков достигнуто за счет добавок свободного водорода. Представлены результаты экспериментальных исследований рабочего процесса роторно-поршневого двигателя Ванкеля ВА3-311 с фазированной (по времени) подачи добавки водорода, обеспечивающей повышение полноты сгорания рабочей смеси. Табл. 1, Ил. 3, Библ. 21 назв.

УДК 621.313.322-843.6

Радченко П.М., Крашенинни В.Е., Макаев М.А. Комбинированный двухэтапный наддув дизель-генератора в переходных режимах // Двигателестроение. — 2020. — № 2. — С. 13–18.

Ключевые слова: судовой дизель-генератор, режимы нагрузки, приемистость турбокомпаундная система, колесо турбины, подача сжатого воздуха, качественный переходный процесс.

Рассмотрена технология комбинированного двухэтапного наддува судового дизель-генератора в переходных режимах. Технология реализована за счет электропривода ротора турбокомпрессора и подачи сжатого воздуха на колесо турбины. Технология обеспечивает повышение полноты сгорания топлива, снижение вредных выбросов, улучшение приемистости и повышение качества электроэнергии, вырабатываемой дизель-генератором, при резком набросе нагрузки. Табл. 1, Ил. 6, Библ. 7 назв.

УДК 621.43.057

Плотников С.А., Кантор П.Я., Мотовилова М.В. Расчет характеристик впрыскивания при работе дизеля на активированном топливе // Двигателестроение. — 2020. — № 2. — С. 19–23.

Ключевые слова: дизель, распыливание подогретого топлива, работоспособность форсунки, параметры топливного факела. Экспериментально проверена работоспособность топливной форсунки, распыливающей дизельное топливо, подогретого до 300 °С. Приведены результаты расчетов геометрических характеристик топливного факела при впрыске горячего топлива: угол конуса распыливания топлива, скорость и длина топливного факела, средний размер капель. Гипотетически обоснована возможность улучшения качества смесеобразования и полноты сгорания, повышения эффективных и ресурсных показателей дизеля при впрыске разогретого топлива в камеру сгорания. Табл. 1, Ил. 3, Библ. 13 назв.

УДК 621.436

Бирюков Н.Н., Мудрецов Д.Н., Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Карпен Ф.С. Удаление нагара в двигателях внутреннего сгорания с помощью водородно-воздушной смеси // Двигателестроение. — 2020. — № 2. — С. 24–29.

Ключевые слова: Поршневые ДВС, детали камеры сгорания, нагарообразование, генератор водородно-воздушной смеси, удаление нагара и кокса.

Приведены основные факторы, влияющие на процессы отложения нагара и кокса на деталях камеры сгорания дизельных и бензиновых двигателей. Рассмотрены возможные неисправности двигателей, вызванные интенсивным нагарообразованием и коксообразованием. Предложен способ очистки деталей камеры сгорания поршневых ДВС от нагара за счет подачи в цилиндры двигателя водородно-воздушной смеси. В качестве генератора водородно-воздушной смеси служит установка Leader-4M, разработанная в целях реализации технологии удаления нагара и кокса. Приведены результаты испытаний установки на моторном стенде, экспериментально подтверждена ее эффективность. Табл. 2, Ил. 5, Библ. 18 назв.

УДК 621.432.4

Валеев Р.С., Еникеев Р.Д., Сакулин Р.Ю. Повышение стойкости поршней двухтактных ДВС к прогару посредством нанесения МДО-покрытия // Двигателестроение. — 2020. — № 2. — С. 30–34.

Ключевые слова: двухтактный бензиновый двигатель, прогар днища поршня, термобарьерная теплозащита, нанесение МДО-покрытия.

Существенная проблема эксплуатации форсированных двухтактных бензиновых двигателей — прогар днища поршней. Одним из методов решения этой проблемы являются нанесение термобарьерных покрытий, формируемых методом микродугового оксидирования (МДО). Проведены исследования, подтверждающие способность МДО-покрытия на днище поршня, значительно повысить устойчивость к прогару. Экспериментально установлено, что нанесение МДО-покрытия на днище поршня, повышает его тепловую стойкость и не оказывает негативного влияния на эффективные и экологические показатели двигателя. Табл. 2, Ил. 9, Библ. 20 назв.

УДК 621.43

Водород — перспективное топливо для поршневых ДВС (материалы конгресса CIMAC 2019) // Двигателестроение. — 2020. — № 2. — С. 35–53.

Ключевые слова: Исследовательский проект HyMethShip, газовые двигатели, снижение вредных выбросов, метанол, декарбонизация, синтез-газ, «зеленый» водород, газовое топливо с добавками водорода.

Исследовательский проект HyMethShip, реализуется с целью радикального снижения уровня выбросов судовых двигателей с одновременным повышением их КПД. Система, создаваемая в рамках проекта, должна обеспечить снижение выбросов CO₂ не менее чем на 97 %, практически обнулить выбросы SO_x и PM, сократить выбросы NO_x как минимум на 80 % по сравнению с нормой по IMO Tier III. Система HyMethShip включает поршневой ДВС, работающий на метаноле или на водороде, мембранный реактор, систему улавливания CO₂ и емкости для его хранения. При этом водород для работы двигателя получается из возобновляемого метанола. Система планируется к испытаниям в составе демонстрационной установки в мощностью до 2 МВт. В консорциум разработчиков вошли 13 участников, в числе которых судостроительная компания, одна из крупнейших в мире верфей, классификационное общество, а также ряд исследовательских организаций, университетов и производителей оборудования.

Газовые двигатели «Jenbacher» в составе генераторов средней мощности надежно работают на топливах с высоким содержанием водорода. К ним относятся разнообразные синтетические газообразные топлива, производимые из низкокалорийных газов, а также природный газ, искусственно обогащенный добавками водорода. Продуктом электролиза воды, является 100 %-ый очищенный водород (так называемый «зеленый» водород), добавляемый в действующую систему распределения природного газа, которая, по существу представляет собой огромное хранилище химической энергии, необходимой для компенсации сезонных колебаний производительности источников возобновляемой энергии, а именно, ветрогенераторов и солнечных батарей. При смешивании водорода с природным газом его содержание может колебаться в очень широких пределах. Это не является препятствием для работы газовых двигателей фирмы «Jenbacher», однако при больших колебаниях концентрации водорода или слишком быстрым ее изменении могут возникать проблемы. Предмет настоящего доклада — демонстрация опыта, накопленного при решении проблем в данной области. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником. Табл. 2, Ил. 22, Библ. 18 назв.

UDC 621.436

Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V. and Levtsov M.V. Graph-analytic method of crank gear design for V- & W-engines featuring master and slave connecting rods // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 2. — P. 3–8.

Keywords: V- & W-engines, master and slave connecting rods, equal piston strokes, graph-analytic method of crank gear design.

These authors present graph-analytic method of crank gear design for V- & W-engines featuring master and slave connecting rods in such a manner that strokes of both pistons (attached to master and slave connecting rods respectively) would be equalized. This goal is achieved through proper selection of geometry of crank gear parts and layout. The authors provide formula for design and calculation of equal-stroke crank gear of virtual W-engine. 7 ill., 4 ref.

UDC 621.437

Fedyanov E.A., Levin Yu.V. and Shumsky S.N. Minor addition of hydrogen to fuel as a means to improve rotary engine performance // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 2. — P. 9–12.

Keywords: rotary engine, Wankel engine, phased hydrogen injection, fuel economy, lowering hydrocarbon emission.

Rotary engine, invented by Felix Heinrich Wankel, is an alternative to conventional reciprocating engine, and exceeds the latter in terms of power density. However, they are not widespread so far because of higher fuel consumption and hydrocarbon emissions. Said drawbacks may be remedied through the injection of free hydrogen. The results of experiments on Wankel engine type VAZ-311 show that hydrogen injection results in higher completeness of mixture combustion. 1 table, 3 ill., 21 ref.

UDC 621.313.322-843.6

Radchenko P.M., Crashenin V.E. and Makaev M.A. Transients in marine engine-generator featuring combined two-stage supercharge system // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 2. — P. 13–18.

Keywords: marine engine-generator, load application modes, acceleration, turbo-compound engine, turbine wheel, compressed air injection, transient performance.

The article discusses transient performance of combined two-stage supercharge system. The technology in question includes electric-driven turbocharger rotor and compressed air injection in such a manner that compressed air jet impacts the turbine wheel. Such an approach contributes into completeness of mixture combustion, decrease in noxious emissions, higher acceleration and better quality of electric power during transients. 1 table, 6 ill., 7 ref.

UDC 621.43.057

Plotnikov S.A., Kantor P.Ya. and Motovilova M.V. Activated fuel as a means to improve engine performance // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 2. — P. 19–23.

Keywords: diesel engine, atomization of heated fuel, injector performance, fuel jet parameters.

The idea was tested on a test stand featuring injector fed with diesel fuel heated to 300 °C. The authors calculated geometric dimensioning of hot fuel jet, fuel cone angle, fuel jet velocity and length, and average droplet dimensions. The test results witness to improvement in mixing quality, completeness of combustion and other engine performance characteristics. 1 table, 3 ill., 13 ref.

UDC 621.436

Biriukov N.N., Mudretsov D.N., Markov V.A., Pozdniakov E.F. and Karpets F.S. Hydrogen-air mixture injection as a means of carbon deposit removal // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 2. — P. 24–29.

Keywords: reciprocating engine, combustion chamber components, carbon deposit, hydrogen-air mixture generator, carbon deposit removal.

The article discusses principal factors that influence carbonization/caking processes in engine combustion chamber. The authors studied possible engine malfunctions caused by extensive carbonization/caking. The offered technology is based on cleaning of combustion chamber components with hydrogen-air mixture injected into engine cylinder.

Carbon deposit is removed with specially designed injector unit type Leader-4M. Efficiency of the method in question was validated by tests.

2 tables, 5 ill., 18 ref.

UDC 621.432.4

Valeev R.S., Yenikeev R.D. and Sakulin R.Yu. Micro-weld oxidation as a means to prevent burnout of 2-stroke engine piston // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 2. — P. 30–34.

Keywords: 2-stroke petrol engine, piston crown burnout, thermal overload protection.

Burnout of piston crown is an issue typical to high-powered two-stroke petrol engines. One of possible methods to solve the problem is application of heat insulating coating with micro-weld oxidation method. The tests confirmed that such coating effectively prevents piston crown burnout, as it improves heat resistance of the piston without compromising fuel economy and environmental performance of the engine.

2 tables, 9 ill., 20 ref.

UDC 621.43

Hydrogen — up-and-coming fuel for reciprocating engines (based on CIMAC 2019 papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 2. — P. 35–54.

Keywords: HyMethShip project, gas engines, reduction in noxious emissions, methanol, decarbonization, synthetic natural gas, «green» hydrogen, hydrogen-activated fuel gas.

The HyMethShip project is a cooperative R&D project funded by the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme. The project aims to drastically reduce emissions while improving the efficiency of waterborne transport. The HyMethShip system will achieve a reduction in CO₂ of more than 97 % and practically eliminate SO_x and PM emissions. NO_x emissions will fall by over 80 % below the IMO Tier III limit. The HyMethShip system innovatively combines a membrane reactor, a CO₂ capture system, a storage system for CO₂ and methanol as well as a hydrogen-fueled combustion engine into one system. Methanol is reformed to hydrogen, which is then burned in a conventional reciprocating engine that has been upgraded to burn multiple fuel types and specially optimized for hydrogen use. The system will be developed, validated, and demonstrated on-shore on an engine in the range of 1 to 2 MW. The HyMethShip consortium consists of 13 organizations from six EU member states. The partners within the consortium together represent the two dominant parts of the shipping sector value chain, i.e. ship building and operation, they are covering engineering and manufacturing with respect to all technologies that are involved in the HyMethShip propulsion system and they are providing maritime consultancy, especially classification and compliance.

In the mid-sized power generation segment, Jenbacher gas engines are a proven technology provider to utilize high hydrogen gaseous fuels. Coke oven gases as well as byproduct gases from chemical processes containing a hydrogen content up to 70 volumes % have been used in various types of engines and accumulated well more than one million operating hours. Hydrogen from renewable sources like wood gasification can contain up to 50 volume % of hydrogen. Hydrogen from electrolysis is typically provided as a 100 volume % and purified H₂ fuel and considered as carbon free (green H₂) when electricity is produced from renewable sources. One of the main purposes to produce green hydrogen is to add it to the natural gas system, because the natural gas system is seen as a seasonal and large energy storage and necessary for balancing the intermittent electricity production from renewables wind and solar. When hydrogen is mixed with natural gas, the hydrogen content can vary in a wide range. Gas engines have the capability to burn gases with a wide range of hydrogen content, but there are also some challenges with a potentially high fluctuation of the hydrogen content or fast rate of change. The future advantages, the challenges as well as the experience with high hydrogen gases on Jenbacher gas engines will be discussed in this paper.

The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.

2 tables, 22 ill., 18 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисовочными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисовочных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания сущности вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала